

Zur Regulirung der Donau bei Wien.

(Mit Plänen auf Bl. Nr. 20, 21 u. 22.)

Comité-Bericht.

Das vom österr. Ingenieur- und Architekten-Verein gewählte Comité zur Einleitung der Besprechungen über die Wiener Donau-Regulirung hat, dem Zwecke der Berufung entsprechend, beschlossen, zur Informirung der Vereinsmitglieder als Grundlage der folgenden Besprechungen zwei Uebersichten zusammenzustellen, deren erste die verschiedenen Programme und Anforderungen enthält, welche von den beteiligten Interessenten hinsichtlich der Donau-Regulirung gestellt wurden, während in der zweiten die neueren Regulirungs-Projecte von Ritter von Pasetti, Baumgartner, Riener, Kink, v. Mihálik, Schwarz, de Rigel und Bar. Forgach in ihren Grundzügen dargestellt sind.

Diese beiden Uebersichten sollen nach der Ansicht des Comité's nicht bloss in der Versammlung vorgetragen, sondern auch in der Vereinszeitschrift mit den erforderlichen Plänen veröffentlicht werden.

Zugleich wurde eine den ganzen Gegenstand umfassende Reihe von Fragepunkten aufgestellt als Leitfaden für die Form weiterer Besprechungen.

In der Wochenversammlung von 28. April 1866 wurden durch den Obmann des Comité's, Herrn Civil-Ingenieur Friedrich Stach diese Anträge zur Kenntniss des Vereins gebracht, und von der Versammlung die Veröffentlichung dieser Arbeiten beschlossen.

Mittlerweile ist in der „Presse“ vom 18. April Nr. 105 m Local-Anzeiger der Bericht des in der Donau-Regulirungs-Commission gewählten Sub-Comité's, welches sich mit der Zusammenstellung der Erfordernisse der Donau-Regulirung zu beschäftigen hatte, erschienen und es wird hierauf aufmerksam gemacht.

Die Projecte wurden übersichtlich in zwei Pläne eingezeichnet. Ueber das Project von Mihálik, für welches dem Comité früher nur ein von Nussdorf bis Mannswörth reichender Plan zu Gebote stand, ist nachträglich noch ein die ganze Strecke bis Theben umfassender und die weiteren Absichten darstellender Plan eingelangt, dessen Veröffentlichung ebenfalls beschlossen wurde.

Es schliessen sich daher folgende Beilagen an:

1. Uebersicht der von den Mitgliedern der Donau-Regulirungs-Commission aufgestellten Wünsche und Anforderungen.
2. Beschreibung der oben bezeichneten Projecte mit 2 Uebersichtsplänen und Separatplan des Projectes von Mihálik.
3. Fragepunkte über den ganzen Gegenstand zur weiteren Besprechung.

Wien, den 17. October 1866.

M. Riener m. p.

E. Stummer m. p.

Jos. Podhagsky m. p.

(Hr. Ingenieur Fanta hat sich mit dem Berichte einverstanden erklärt.)

Fragepunkte über die Donau-Regulirung.

I. Regulirung des Hauptstromes:

- a) In welcher Ausdehnung ist der Strom zu reguliren?
- b) Welche Richtung ist die vortheilhafteste?

- c) Welches Profil ist dem regulirten Strom zu geben?
- d) Schutzbauten gegen Ueberschwemmungen und Eisgänge, sowohl für die Stadt als für das Marchfeld.
- e) Winterhäfen, Docks, Landungsplätze, Werften, Badeanstalten.
- f) Art der Ausführung, Breite des Durchstiches.

II. Regulirung des Donaucanales:

- a) Einmündung und Ausmündung.
- b) Sicherung der Stadt gegen Ueberschwemmungen.
- c) Vorsorge für die Schifffahrt.
- d) Ausmündung der Unrathscanäle und des Wienflusses.

III. Bau einer stabilen Brücke.

- a) Vereinigung der Strassen- und Eisenbahnbrücke.
- b) Ausmittlung der Lage für die zu erbauende Brücke.
- c) Allgemeine Norm für die Construction der stabilen Brücke.

Beschreibung der Projecte.

Für die Regulirung der Donau wurden schon viele Projecte entworfen, aber keines zur Ausführung gebracht, weil stets in den entscheidenden Kreisen verschiedene Meinungen herrschten, und daher nie zu einem definitiven Beschlusse gelangt werden konnte. Die älteren Projecte können gegenwärtig nicht mehr in Betracht gezogen werden, da sich mittlerweile die Verhältnisse des Stromes, vorzugsweise aber die Verhältnisse der Stadt Wien in ihrer Ausdehnung, Errichtung von Bauwerken, und die Bedürfnisse mit Rücksicht auf Handelsverkehr und Bevölkerung derart geändert haben, dass diese Projecte theils nicht mehr gut ausführbar sind, theils den jetzigen Bedürfnissen nicht entsprechen würden.

Die meisten dieser Projecte, wie jene von Schemerl, Rauchmüller und anderen anerkannten Wasserbautechnikern stimmen jedoch darin überein, dass der Bogen, welchen gegenwärtig die Donau von Nussdorf gegen Floridsdorf macht, mittelst eines Durchstiches durch die Taborau beseitigt, und im weiteren Verlaufe der Strom in ein einziges Bett concentrirt werden müsse.

Von den neuesten sind es vorzugsweise fünf Projecte, welche die Aufmerksamkeit der Interessenten in Anspruch nehmen, und zwar jene vom k. k. Ministerialrath Ritter von Pasetti, vom kais. Rathe und jubilirten Baudirector Baumgartner, vom kais. Rathe und Inspector Riener, vom k. k. Oberbaurathe Kink und von k. k. Inspector Mihálik.

Ferner sind noch in Broschüren zwei Projecte von de Rigel und von Br. Forgach in die Oeffentlichkeit gelangt, und dem Ingenieur-Verein ein lithographirtes Project von Carl Schwarz zugekommen.

Das Comité beschränkt sich aus den oben angeführten Gründen auf die auszugsweise Beschreibung dieser bezeichneten Projecte.

I. Project des k. k. Ministerialrathes Ritter von Pasetti. Plan auf Bl. Nr. 21. Blau.

Nach der umfangreichen Denkschrift, welche sammt Plan im Buchhandel bei Artaria zu haben ist, und mit einer Geschichte der Donau und der bisher vorgenommenen Verbesserungen beginnt, und einen Rückblick auf die älteren Pro-

jecte und Verhandlungen enthält, wird als Grundsatz angenommen, dass die Regulirung der Donau im Allgemeinen vollendet ist, und als Schluss derselben nur jene Anlagen zu projectiren sind, welche speciell für die Stadt Wien noch als nothwendig erscheinen.

Zugleich wird auch angenommen, dass die gegenwärtige Krümmung des Stromes gegen Floridsdorf die natürlichste und zweckmässigste Richtung sei, und nicht verändert werden dürfe.

Nachdem weiters nicht in Abrede gestellt wird, dass diese Flussrichtung für den Handelsverkehr von Wien auf der Donau nicht geeignet ist, so soll diese Möglichkeit durch die Anlage von Schiffahrtshäfen erreicht werden, wozu das jetzige Kaiserwasser verwendet wird. Es soll nämlich durch einen von der sogenannten Scheere bei Nussdorf ausgehenden, längs des rechten Ufers des jetzigen Strombettes bis zu den Kaisermühlen fortgesetzten Damm nach der blauen punctirten Linie die obere Einmündung des Kaiserwassers abgesperrt, und hierdurch die Insel Taborau und ein Theil des Praters gegen Ueberschwemmungen von der grossen Donau her geschützt werden.

Um diesen Schutz für einen Theil der Taborau auch von der Seite des Wiener Donaucanals zu erreichen, soll ein zweiter Damm, am Roller beginnend, beiläufig parallel mit dem jetzigen Schutzdamm in der Brigittenau bis nahe an den Strassendamm nächst der Kaiserwasserbrücke geführt werden, welcher in dem bei Artaria erschienenen Plane mit Hafendamm bezeichnet ist.

Das jetzige Bett des Kaiserwassers wird durch eine Abdämmung an der Stelle der jetzigen Brücken für die Strasse und Eisenbahn in zwei Theile getheilt. Der obere Theil zwischen dem bezeichneten Hafendamm und dem alten Schutzdamm in der Brigittenau soll in ein bis nahe an die alte Einmündung reichendes Hafenbassin in einer gewundenen Linie und einer Länge von 1000 Klaftern und Breite von 80 Klaftern umgestaltet werden, zu welchem Zwecke das jetzige Bett auszuheben und auszubaggern ist.

Die Einfahrt in dieses Hafenbassin ist durch einen etwas gekrümmten Canal von 300 Klafter Länge und 12° Breite beantragt, welcher mit dem Wiener Donaucanale nächst dem Jägerhause in der Brigittenau verbunden wird, und den jetzigen Ueberschwemmungsdamm daselbst durchbricht.

Der untere Theil des alten Kaiserwasserbettes soll in ein canalartiges Bassin nach seiner jetzigen gekrümmten Richtung mit einer Länge von 2700 Klafter und Breite von 40 Klafter umgestaltet werden.

Die Einfahrt in denselben würde am Ende des oben bezeichneten Schutzdammes unterhalb der Kaisermühlen ohne Verschluss stattfinden.

Nebst diesen könnte auch noch ein diagonaler Canal ausgehoben und die dadurch gebildete Insel zu Werften und andern Etablissements benützt werden.

Die Aushebung und Baggerung müsste auf 6 Fuss unter dem Nullwasserspiegel der grossen Donau am Hafeneingang vorgenommen werden.

Weiters wird vorgeschlagen, die sämmtlichen in der Inundation liegenden Gründe der Taborau nach dem jetzigen

Werthe einzulösen, und nach der Vollendung dieser Bauten, wodurch sie einen weit höheren Werth erhalten, wieder zu veräussern, um hierdurch einen grossen Theil der Kosten zu decken.

Endlich ist noch erwähnt, auch am linken Ufer einen Schutzdamm von der Nordbahnbrücke bis Stadlau herzustellen.

Die Stellung der grossen Brücke wäre zwischen der jetzigen Strassen- und der Nordbahnbrücke mit 200 Klafter lichter Weite zwischen den Landpfeilern in drei bis fünf Felder getheilt, allenfalls auch eine Kettenbrücke mit einer mittleren Spannung von 100 Klafter. Für das vollständige Project der Brücke wäre ein Concours auszuschreiben. Der Bau der Brücke kann unabhängig von den übrigen Arbeiten begonnen werden.

II. Project des kais. Rathes und jubilirten Baudirectors Baumgartner. Plan auf Bl. Nr. 20. Gelb.

Dieses Project wurde zuerst in Försters allg. Bauzeitung, Jahrgang 1862, unter dem Titel „Vorschlag zur Regulirung und Benützung der Donau bei Wien“ veröffentlicht, und ist neuerdings in einer umgearbeiteten und vermehrten Fassung als Broschüre unter dem Titel „Vorschlag zur Regulirung der Donau bei Wien“ (Verlag der Vertretung des II. Gemeindebezirkes Leopoldstadt) erschienen.

Diese Broschüre enthält eine kurze Geschichte der früheren Verhandlungen, dann eine Kritik des Pasettischen Projectes, und geht hiernach auf den eigentlichen Vorschlag über.

Die Anträge sind in 3 Hauptabtheilungen gesondert, und zwar:

- A. Zum Schutze gegen Ueberschwemmung der Vorstädte.
- B. Für die Schiffahrt und den Handel.
- C. Für die Landverbindung.

ad A. wird die Fortsetzung der Regulirung bis an die Landesgrenze als nöthig erkannt, und Verbesserungen in der Richtung des Wiener Donaucanals, dann eine Vorrichtung zur Verhinderung der Eisstopfung im Canale angetragen.

Diese letzterwähnte Vorrichtung soll eine gemauerte Brücke mit einem Mittelpfeiler im Wiener Donaucanale unterhalb Nussdorf sein, mit welcher ein Rechen verbunden wird, der sich auf versenkte eiserne Schiffe stützt.

Dieser Rechen würde vor jedem Eisgange eingesetzt und nach dem Eisgange wieder entfernt.

ad B. Das jetzige gegen Floridsdorf gekrümmte Bett wird als naturwidrig und werthlos erklärt, zur Verlandung beantragt und statt dessen wäre ein Durchstich auszuführen, der bei Nussdorf beginnt, in einer gegen die Stadt gekehrten Krümmung bis zum Durchschnitte mit dem Kaiserwasser nächst der Schwimmschule, dann ein Stück gerade bis zum Durchschnitte mit dem jetzigen Bette bei den Kaisermühlen geht, und von da in einem entgegengesetzten Bogen sich in das alte Bett bei Schirlingshäufel verläuft.

Die Normalbreite des neuen Bettes ist mit 170 Klafter beantragt, und die Ufer mit 12 Fuss Höhe über Null. Am rechten Ufer ein 40 Klafter breiter Strand, mit 3 Fuss Steigung, für Strasse, Eisenbahngleise, Waarendächer, Magazine

und dgl., sodann ein Ueberschwemmungsdamm, der sich oben an den Vorkopf und unten an den Damm im Prater anschliesst.

In einer Entfernung von 200 Klafter wäre die Grenze für die Erweiterung der Leopoldstadt und Brigittenau.

Der Winterhafen würde an die Stelle, wo jetzt die Schwimmschule ist, fallen, und es ist ein zweiter Arm noch seinerzeit aufwärts möglich.

ad C. Die gemeinschaftliche Brücke für Strasse und Eisenbahn käme in die Gegend der jetzigen Gasanstalt mit einer Länge von 200 Klafter und mindestens 40 Klafter weiten Jochfeldern. Hieran schliesst sich die Umlegung der Nordbahn und die Anlage der neuen Hauptstrassen.

Weiters sind noch Kostenberechnungen und ein Vorschlag zur Repartirung derselben beigelegt, wonach die Stromregulirung sammt der grossen Brücke und Winterhafen auf nahe 7 Millionen und die Brücke mit Eisrechen im Wiener Donaucanale auf nahe 500,000 fl. zu stehen kommen.

Die Ein- und Ausmündung des Wiener Donaucanals, so wie auch der übrige Theil mit Ausnahme des Stückes zwischen der Angarten- und Ferdinandsbrücke bleibt unverändert.

III. Project des kais. Rathes und Inspectors Riener. Plan auf Bl. Nr. 20. Roth.

Die Erörterungen über die Ursachen der Ueberschwemmungen und die Abhülsmittel im Allgemeinen sind in einem Aufsätze der österr. Ingenieur-Vereins-Zeitschrift, Jahrgang 1862, unter dem Titel: „Bemerkungen über die Ueberschwemmungen der Donau bei Wien,“ dann die Beschreibung des Projectes selbst in zwei Aufsätzen derselben Zeitschrift 1863 unter dem Titel: Die Regulirung der Donau nächst Wien,“ ferner die wissenschaftlichen Motive des Projectes in einem Vortrage bei der Versammlung der deutschen Ingenieure und Architekten in Wien 1864 unter dem Titel: „Grundsätze für die Regulirung grosser Flüsse mit besonderer Rücksicht auf die Donau bei Wien“, endlich die wesentlichsten Unterschiede der vier Projecte von Riener, Baumgartner, Kink und Mihálik in den Erläuterungen zu dem Vergleichungsplan enthalten.

Die Tendenz dieses Projectes geht vor Allem dahin, dass zur sichern Erreichung des Zweckes die ganze Strecke von Nussdorf bis Theben einer systematischen Regulirung unterzogen, und wenn auch dieselbe theilweise zur Ausführung kommen sollte, nach einem vollständigen Plane vorgegangen werden müsse, um endlich ein übereinstimmendes Ganzes zu erhalten. Es umfasst daher dieses Project die ganze Strecke von Nussdorf bis Theben.

Ferner soll in der ganzen Strecke von Nussdorf bis Hainburg kein Contra-Bogen vorkommen, um die damit verbundenen Uebelstände zu beseitigen, nachdem hiefür auch kein besonderer örtlicher Grund vorhanden ist.

Endlich soll das Hauptbett so nahe als möglich an die Stadt gerückt und als Landungsufer eingerichtet, nebst dem aber auf sonstige Bedürfnisse als Hafen, Bäder und dgl. Rücksicht genommen, und ein vollständiger Schutz gegen Ueberschwemmungen, sowohl für die Vorstädte Wiens als auch für das Marchfeld erreicht werden.

Für das Hauptbett der grossen Donau wird ein Durchstich in einer sehr sanften Krümmung von Nussdorf bis Fischamend, dann in der weiteren Strecke theils Correctionen, theils Durchstiche beantragt, und wird darauf hingewiesen, dass diese Richtungslinie mit jener Nr. 1 der Donau-Regulirungs-Commission vom Jahre 1850 fast vollständig zusammenfällt.

Eben so werden die Schutzdämme in der ganzen Länge durchgeführt, am rechten Ufer nur Unterbrechungen für die Ausmündung des Wiener Donau-Canals bei Fischamend, dann für die Binnenwässer bei Haslau, Deutsch-Altenburg und Hainburg gestattet, die Binnenwässer des Marchfeldes aber mittelst alter Arme hinter dem Schutzdamme in die March bei Theben abgeleitet.

Hiernach entsteht ein doppeltes Querprofil und zwar das eigentliche Flussbett für die gewöhnlichen Wässer in einer Breite von 100 Klafter zwischen Nussdorf und Fischamend, und von 120 Klafter von Fischamend bis Theben, und das Hochwasserprofil zwischen den Dämmen mit einer Breite von 300 und 400 Klafter bezüglich der obigen Strecken.

Am rechten Ufer von Nussdorf bis unterhalb der Kaisermühlen ist das circa 50 Klafter breite Vorland auf 12 Fuss Höhe über Null auszugleichen und dient als Manipulationsraum für das circa eine Meile lange Landungsufer, dann für Strasse, Eisenbahngleise und derlei Anlagen längs des Flusses. In dem Raume hinter dem Schutzdamme ist zwischen der neuen Brücke und der jetzigen Schwimmschul-Allee ein grosses Bassin für Schwimm- und Bade-Anstalten, welches frisches Wasser mittelst Canäle aus dem Hauptbette erhält, dann im obern Theile des jetzigen Kaiserwassers ein Manipulations-Hafen beantragt, der von oben mit dem Wiener Donau-Canale in Verbindung steht. Der übrige Raum der Brigittenau und Taborau bis zur jetzigen Schwimmschulallee ist zur Vergrösserung der Vorstadt Leopoldstadt, dann zur Ausdehnung des Nordbahnhofes bestimmt, wobei es sich von selbst versteht, dass auf zweckmässige Richtung und Niveau der Strassen Rücksicht zu nehmen ist.

Ein Stück des alten Bettes zunächst der Kaisermühlen ist als Winterhafen bestimmt, welcher als Zufluchtsort der Schiffe bei besonderen Ereignissen zu dienen hat.

An der Einmündung des Wiener Donau-Canals wird durch Hinausrücken der Uferlinie ein Vorhafen gebildet, um das Hereinführen des Schotter in den Canal zu beseitigen und weiters ein verengter Canal mit vertiefter Sohle angelegt, um das Einströmen der Hochwässer zu beschränken, das Einströmen bei kleinem Wasser aber zu begünstigen.

Im Weitern soll der Wiener Donau-Canal auf 6 Fuss unter Null gleichmässig geräumt werden, sonstige Verbesserungen, wie die Richtung zwischen der Augarten- und Ferdinands-Brücke, Herstellung von Quaimauern und dgl. können nach Bedarf damit verbunden werden.

Die Ausmündung des Wiener Donaucanals wird, wie oben erwähnt, nach Fischamend verlegt, um bei Hochwässern den Rückstau unschädlich zu machen und Wien auch von dieser Seite gegen Ueberschwemmung zu schützen, so wie ein grösseres Gefälle für den schnelleren Ablauf des von oben kommenden Hochwassers zu gewinnen.

Für diese Verlängerung des Wiener Donaucanals wird das durch den Schutz-Damm abgeschnittene alte Bett der grossen Donau von der Freudenau bis Fischamend benützt, und dasselbe hat Raum und Tiefe um zugleich als Hafen, dann für Schiffswerfte und derlei Anstalten dienen zu können.

Die neue Brücke für Strasse und Eisenbahn nebeneinander ist seitwärts der jetzigen Gasanstalt so gestellt, dass die Umlegung der Nordbahn mit zulässigen Krümmungen und Steigungen möglich ist, und wird für dieselbe eine Kettenbrücke bevorwortet, deren mittlere Spannung mit 120 Klafter über das ganze eigentliche Flussbett reicht, um weder der Schifffahrt noch den Eisgängen ein Hinderniss zu bieten, und welche weiter durch die halben Seitenspannungen und einen angeschlossenen Viaduct am linken Ufer auf die Hochwasser-Durchflussweite von 300 Klafter zu ergänzen ist.

Die Kosten der eigentlichen Flussregulirung inclusive der neuen Brücke, jedoch exclusive aller besondern Hafenbauten und ähnlichen speciellen Zwecken gewidmeter Anstalten sind auf 10 bis 13 Millionen Gulden veranschlagt.

IV. Project des k. k. Ober-Baurathes Kink. Plan auf Bl. Nr. 20. Grün.

Dieses Project war ursprünglich im Jahre 1858 mit dem vom Verfasser entworfenen Stadterweiterungsplane verbunden, und wurde im Jahre 1865 in einer eigenen im Privatwege vertheilten Denkschrift behandelt.

Die Tendenz desselben geht dahin:

1. Das Hauptbett der Donau so nahe als möglich an die Stadt zu verlegen.

2. Das rechte Ufer zu einem entsprechenden Landungsufer zu gestalten.

3. Die Arbeiten so auszuführen, dass ein vollständiger, der Hauptstadt würdiger und stabiler Zustand erreicht werde.

Zu diesem Zwecke ist für das Hauptbett ein Durchstich in einer sanft gekrümmten Linie von Nussdorf bis zur Ausmündung des Wiener Donau-Canals bei der Freudenau beantragt mit einem Profile, welches am Nullpuncte 120 Klafter und bei gleichmässig ansteigenden Ufern in der Höhe der Schutzdämme 200 Klafter Breite hat.

Ferner soll in der Gegend der jetzigen Schwimmschul-Allee ein Manipulationshafen kommen mit 2 Bassins, welche durch einen Zwischendamm getrennt, und mit einer Verbindung zu versehen sind, über welche eine Zugbrücke einzurichten wäre.

Das ansteigende 30 Klafter breite Vorland am rechten Ufer wäre als Manipulationsraum zu benützen, hinter dem Schutz-Damme auf einer Berme wären Verbindungsbahnen anzulegen, und im Anschlusse an den Schutz-Damm über den Wiener Donau-Canal bei der Einmündung eine Brücke mit einem kolossalen 10 Klafter weiten Steingewölbe zur Beschränkung des Einströmens der Hochwässer herzustellen.

Im Weiteren ergeht sich die Denkschrift in einige Details der Ausführung und in eine theilweise Kritik der Projecte von Pasetti, Baumgartner und Riener, und begründet mit Berufung auf andere Wasserbautechniker die Auffassung

der jetzigen Krümmung gegen Floridsdorf und Ersetzung durch einen Durchstich.

Die Kosten der beantragten Herstellungen, exclusive der grossen Brücke, werden auf nahe 5 Millionen Gulden berechnet.

Weiters wird die Nützlichkeit des Unternehmens erörtert und bezüglich der weiteren Regulirung abwärts beigefügt, dass es zu wünschen wäre, wenn ohne längere Zögerung nach den umfassenden Rathschlägen des kais. Rathes Riener vorgegangen werden könnte, wogegen nur Zeit und Kosten in Betracht gezogen werden.

Die neue grosse Brücke würde unterhalb der jetzigen Gasanstalt zu stehen kommen, und sollte eine mittlere Spannung von 120 Klafter über das gewöhnliche Wasser, dann zwei Seitenspannungen mit 40 Klafter, daher zusammen 200 Klafter erhalten. Die Kosten sind nicht berechnet.

Dann folgt eine Erörterung über die Einmündung des Wiener Donaucanals und Rechtfertigung der oben angeführten Brücke, und zum Schlusse wird bemerkt, dass, wenn die beantragten Verbesserungen zur Abhaltung nachtheiliger Rückstauungen nicht ausreichen sollten, es nöthig sein wird, den Wiener Donau-Canal sammt dem Ueberschwemmungs-Damme weiter abwärts zu verlängern. Diese Verlängerung ist im Plane bis Mannswörth eingezeichnet, und müsste hierfür ein neues Bett am rechten Ufer ausgehoben werden.

V. Project des k. k. Inspectors von Mikálik. Plan auf Bl. Nr. 20, blau und Plan auf Bl. Nr. 22.

Dasselbe ist auf einem von Nussdorf bis Mannswörth reichenden Plane dargestellt, von welchem durch die Vertretung des II. Gemeinde-Bezirktes Leopoldstadt Copien aufgelegt und vertheilt werden.

Hiernach ist die Einzeichnung auf Bl. Nr. 20 geschehen. Nachträglich wurde dem Ingenieur-Verein ein bis Theben reichender Plan zugesendet, von welchem auf Bl. Nr. 22 eine Copie beiliegt.

Die Tendenz dieses Projectes geht dahin, unter Auflasung der Krümmung gegen Floridsdorf den Strom so nahe als möglich an die Stadt zu bringen, und den Wiener Donau-Canal in einen Schleussencanal umzugestalten.

Zu diesem Zwecke ist für das Hauptbett ein Durchstich von Nussdorf bis zur Ausmündung des Stromes in der Freudenau in einem solchen Bogen beantragt, dass das rechte Ufer desselben ganz nahe an den Nordbahnhof fällt. Das Querprofil ist derart beantragt, dass das rechte Ufer mit gewöhnlicher Böschung auf 22 Fuss ober Null aufgedämmt wird, das jenseitige aber flach ansteigt, so dass bei 12 Fuss ober Null eine Breite von 160 Klafter erreicht wird. Das Vorland wird durch den am linken Ufer auf eine Breite von 350 Klafter vom rechtseitigen Ufer herzustellenden Schutz-Damm begrenzt, welcher nach der ganzen Länge der Regulirung zu führen ist.

Die neue Brücke käme unmittelbar nächst dem Nordbahnhofe für Strasse und Eisenbahn. Eine zweite Brücke für Strasse und Eisenbahn käme weiter abwärts mit Bezug auf die Verbindung der südöstlichen Staatsbahn mit dem Raaber

Bahnhöfe, und eine dritte Brücke nur für Strasse und Fussgänger 860 Klafter stromaufwärts von der ersten.

Der Wiener Donau-Canal wird oben abgesperrt, erhält daselbst eine Speise- und eine Kammerschleuse mit einem Bassin, und bildet bis zum Wienflusse, wo er wieder abgesperrt und mit einer Entleerungsschleuse versehen wird, eine Canalhaltung, die als Hafen benützt werden, und oberhalb des Alserbaches ein erweitertes Bassin erhalten soll.

Unterhalb der Verbindungsbahn-Brücke wird der Canal wieder abgesperrt, und vor dieser Absperrung ein neuer Canal-Arm durch den Prater mit Kreuzzug der Hauptallee und mit Durchbrechung des erhöhten Ufers in das Hauptbett geführt, welcher die Bestimmung hat, den Wienfluss directe in die grosse Donau abzuleiten.

Nach dieser Absperrung, welche mit einer Schleuse zur Speisung versehen wird, kommt ein Bassin bis zur Sophien-Kettenbrücke, dann bleibt eine Strecke des Canals, an der Freudenau kommt abermals ein Bassin, dann noch ein Stück Canal, am Ende mit einer Entleerungsschleuse versehen.

Aus dem letzteren Bassin kommt eine Verbindung mit- telst Kammerschleuse mit dem Hauptbette der Donau.

Es wird hiernach der ganze Wiener Donau-Canal in zwei getrennte Haltungen eingetheilt, wovon der obere eine Kammerschleusenverbindung oberhalb des Jägerhauses in der Brigittenau, und die untere eine gleiche Verbindung mit dem Hauptbette in der Freudenau erhält, der zwischenliegende Theil aber mit der Ergänzung durch den Prater nur zur Ausleitung des Wienflusses und zur Ueberleitung des Abfall- und Speisewassers von einer Canalhaltung in die andere dient.

Von der untersten Ausleitung an ist auch längs des rechten Ufers ein Schutzdamm angedeutet, und weiter die Fortsetzung der Regulirung in dieser Weise zwischen beiderseitigen Dämmen, und mit Durchstechung der Krümmung bei Haslau bis zur Einmündung der March bei Theben.

An den Bassins sind Docks und an den äussersten Canalenden Plätze für Werften beantragt.

VI. Project von Carl Schwarz. Plan auf Bl. Nr. 21. Roth

Dasselbe ist auf einem vom Kahlenbergdörfel bis gegen Fischamend reichenden lithografrten Plane dargestellt, und eine kurze Beschreibung beigegeben.

Der Vorschlag besteht in einem nur wenig gekrümmten Durchstiche vom Kahlenbergdörfel über die Schwarzlacken-Au auf die gegenwärtigen Brücken, dann durch die Tabor-Au mit Berührung des alten Bettes nächst den Kaisermühlen, und in einem Bogen in das etzige Bett nächst Albern verlaufend.

Bei Nussdorf würde im abgeschnittenen alten Bette ein grosser Vorhafen gebildet, aus welchem der Wiener Donau-Canal sein Wasser erhält. Im übrigen bleibt derselbe unverändert, nur wird die Ausmündung nach Albern verlegt.

Der grosse Vorhafen bei Nussdorf ist mit einem Separationswerke in der Verlängerung des oberen Ufers vom Donaubette getrennt, und die breite Einfahrt abwärts gegen Zwischenbrücken gelegt. Dieser Vorhafen erhält dann noch

einen Seitenarm im jetzigen Kaiserwasser herab bis gegenüber dem Jägerhause in der Brigittenau. Von da würde ein Canal im jetzigen Kaiserwasser am Ferdinands- und Marienbade vorüber, und dann in gerader Linie an das neue Bett zunächst den Kaisermühlen gezogen.

Zwischen dem Durchschnitte mit der Nordbahn und mit dem Ueberschwemmungsdamm im Prater würde ein grosses Hafenbassin eingeschaltet, und durch 3 Canäle mit einem zweiten Hafenbassin näher an der Nordbahn in Verbindung gesetzt.

Die Strombreite ist in dem Plane mit 200 Klafter eingezeichnet und die Regulirung würde in gleicher Breite abwärts fortgesetzt.

VII. Project von de Rigel. Plan auf Bl. Nr. 21. Braun.

Dasselbe ist in einer im Jahre 1850 bei Beck erschienenen Broschüre enthalten.

In demselben wird ein Durchstich durch die Tabor-An bis zur jetzigen Ausmündung des Wiener Donau-Canales beantragt. An der Spitze der Scheere kommt ein kleines Festungswerk, und von der Wurzel der Scheere gegen Nussdorf zu eine schwimmende Eiswehre, welche am Grunde verankert ist, vor dem Eisstosse eingesetzt und nach demselben weggenommen wird.

Am untern Ende des Donaucanals soll das alte Bett desselben als Abfluss wieder eröffnet, der jetzige Durchstich mit Schleussen versehen als Hafen verwendet werden, längs welchem Docks, Werften und derlei Anlagen nebst einer Eisenbahn kommen, welche letztere an die Wiener Verbindungsbahn nächst dem Linienwall anzuschliessen wäre.

Die neue Brücke über das Hauptbett käme nächst dem Nordbahnhofe, und würde zwei Fahrbahnen übereinander erhalten, und zwar die obere für die Strasse auf gemauerten Gewölbsgurten von 30 bis 40 Klafter Spannweite, und die untere für die Eisenbahn zwischen diesen Gurten und mit Häng-eisen an dieselben befestigt.

In dem Trennungswinkel zwischen Strasse und Eisenbahn käme ebenfalls ein Festungswerk zu stehen.

Nach einem neuerlichen Plane sind noch 2 Hafenbassins am Anfange des Kaiserwassers und nächst den Kaisermühlen beantragt, welche mit einer Gürtelbahn in Verbindung stehen; die Brücke ist in der Verlängerung der Jägerzeile gezeichnet.

VIII. Project von Br. Forgach. Plan auf Bl. Nr. 21. Gelb.

Eine ziemlich umfangreiche, bei Gerold 1840 erschienene Broschüre unter dem Titel „über die zweckmässigste Führung des Donaustromes in der Höhe Wiens,“ unterzieht die Verhältnisse der Donau einer historischen und wissenschaftlichen Erörterung und kommt sodann zu dem Antrage, einen Durchstich von Nussdorf in einer sanften Krümmung gegen die jetzige Schwimmschule und von dort in einer geraden Linie durch den Prater an die jetzige Ausmündung des Wiener Donau-Canales herzustellen, und das jetzige Bett bei Floridsdorf zu verlanden.

In das Hauptbett wäre an der Scheere bei Nussdorf eine Grundschwelle von Steinwurf einzufügen, um dem Wiener

Donau-Canale bei kleinem Wasser einen besseren Zufluss zu verschaffen.

Die beabsichtigten Arbeiten werden sehr umständlich nach ihrer Reihenfolge beschrieben.

Aus dieser auszugsweisen Beschreibung ist die Tendenz und die Art der Anträge in den einzelnen Projecten zu entnehmen.

Dieselben stimmen mit Ausnahme des Projectes Pasetti darin überein, dass die Krümmung gegen Floridsdorf mittelst eines Durchstiches zu beseitigen sei.

Während das nach Pasetti beizubehaltende alte Bett vom Praterstern 1800 Klafter entfernt ist, würde diese Entfernung des rechten Ufers vom Praterstern entfallen nach dem Projecte von Schwarz mit 1300 Klafter

"	"	Riener	"	800	"
"	"	Baumgarten	"	750	"
"	"	Kink	"	650	"
"	"	Mihálik	"	300	"
"	"	de Rigel	"	650	"
"	"	Br. Forgach	"	450	"

Uebersicht

*jener Wünsche und Anforderungen, welche die Vertreter der verschiedenen Stellen und Corporationen *) als ihr Programm bei der im k. k. Staatsministerium zusammengetretenen Commission für die Donauregulirung bei Wien aufgestellt haben.*

A) Die grosse Donau betreffend.

1. Ausdehnung der Regulirung in Bezug auf die Länge des Stromgebietes.

Die Regulirung der Donau soll sich auf das ganze Wiener Strombecken, d. i. vom Bisamberge bis Theben erstrecken.

Mit diesem Antrage sind alle Vertreter einverstanden, nur wünschen Jene des Landesauschusses, dann der Commune Wien diese Regulirung ausserdem aufwärts bis Krems ausgedehnt.

2. Die Zusammenfassung des Stromes in ein einziges Rinnsal unter gleichzeitiger Abbaue der Nebenarme ist in dem Programme Aller enthalten. Bezüglich Beibehaltung des Wiener Donaucanals ist aus dem Puncte 6 das nähere ersichtlich.

3. Die Sicherstellung des Landes gegen Ueberschwemmung ist in dem Programme Aller enthalten.

*) Das Comité war in der Lage, sich die Programme der Vertreter des k. k. Kriegsministeriums, der Handelskammer, des Landesauschusses, der Commune Wien, der Nordbahn, der Donaudampfschiffahrtsgesellschaft und der bürgerlichen Schiffmeister zu verschaffen.

Der Landesauschuss spricht sich über diese Maassregel dahin aus, dass diese Sicherung am linken Ufer durch Dämme, die von Floridsdorf bis Theben laufen, am rechten Ufer durch Abschluss des Canales und durch Anschütten der Ufer über die bekannte grösste Wasserhöhe im Gegensatze zu Dämmen, die weniger Sicherheit bieten, und ein grosses Hinderniss des Verkehres sind, geschehen soll.

Die Commune Wien will den Damm von Floridsdorf bis Enzersdorf jedoch am äussersten Rande der Auen ausgeführt haben.

4. Die Lage der Hauptdonau. Dass dem Strome eine gegen die Stadt zu gebogene Richtung gegeben werde, diess wünscht namentlich die Donaudampfschiffahrtsgesellschaft, weil hierdurch eine Versandung am rechten Ufer unmöglich wird.

Der Landesauschuss fügt bezüglich der Richtung bei, dass selbe naturgemäss, d. h. so gewählt werden soll, damit einerseits die Regulirung selbst erleichtert, anderseits nach ihrer Ausführung keine Ausschreitungen des Stromes zu besorgen sind. Derselbe wünscht die Verlegung der grossen Donau so nahe an Wien, als es die Localverhältnisse nur immerhin gestatten, und anderseits die Durchführung von technischer Seite gesichert ist.

Auch die Vertreter des Gemeinderathes und der Handelskammer sprechen sich für die Auffassung des dermaligen Flussbettes bei Floridsdorf und für die thunlichste Annäherung der Donau an die Stadt aus.

Die Nordbahngesellschaft hingegen bemerkt, dass im Falle als eine Verlegung des Hauptstromes angestrebt wird, auf die beiden Nordbahnhofe bei Wien und Floridsdorf derart Rücksicht zu nehmen wäre, dass die Niveauverhältnisse der genannten Stationen nicht alterirt, und dass bei der Umlegung der Bahnstrecken zwischen den genannten Stationen im Hinblick auf den Bahnbetrieb scharfe Curven und bedeutende Steigungen vermieden werden. Nicht minder wird von Seite der Nordbahngesellschaft auf die einzig noch mögliche Ausdehnung des Wiener Stationsplatzes in der Richtung gegen Floridsdorf grosses Gewicht gelegt.

Die Schiffbarmachung des Stromes für Schiffe vom Tiefgange der grössten Donaudampfschiffe wird von sämtlichen Vertretern ohne Ausnahme in ihr Programm aufgenommen.

B) Betreffend den Wiener Donaucanal und den Wienfluss.

6. Die Umgestaltung des Donaucanals. Die Beibehaltung und Verbesserung desselben haben alle Vertreter, mit Ausnahme des Kriegsministeriums und der Nordbahngesellschaft, in ihr Programm aufgenommen.

Namentlich legen die bürgerl. Schiffmeister auf die Instandhaltung und Baggerung des nach ihrer Ansicht für die Approvisionirung Wiens so wichtigen Donaucanals grosses Gewicht.

Der Landesauschuss verlangt die Umwandlung des Donaucanals in einen wirklichen Schiffahrtscanal, und Schiffbarmachung desselben für Schiffe vom Tiefgange der grössten Donaudampfschiffe.

Die Vertreter des Gemeinderathes hingegen die Beibehaltung der natürlichen und freien Strömung von der Einmündung bis zur Ausmündung; die Verbindung des Canals mit der Hauptdonau, mittelst eines Canals durch die Brigittenau; dann die Vermehrung und Verbesserung seines Wasserzuflusses, und Schutz gegen Ueberschwemmung durch Ausgleichung der Canalprofile, Geradlegung des Rinnsals, Entfernung der Sandbänke, Verminderung des Ufervorsprunges am scharfen Eck, und eifrige Fortsetzung der Baggerung; endlich die Vermehrung der Canalüberbrückungen.

Die Handelskammer befürwortet die Herstellung einer Schleusse an der Einmündung des Canals, um die Ueberschwemmungen zu beseitigen.

Die Donaudampfschiffahrtsgesellschaft verlangt:

Aufrechthaltung und Umgestaltung des Canals zu einem schiffbaren Donauarm; Vertiefung seines Grundbettes, und Erbreiterung desselben durch Anlage von Quaimauern im Verhältnisse der zu beseitigenden Böschung, u. z. von der Mündung der Wien bis unterhalb der Sofienbrücke, von wo ab der Canal auch ohne Quaimauern breiter gelegt werden kann; endlich Anlage einiger Bassins für die Ruderschiffe sowohl, als für Umkehrplätze der Dampfboote.

7. Die directe Ausleitung des Wienflusses in die Donau wird bloss vom niederöstr. Landesauschusse befürwortet.

C) Betreffend die Erbauung einer stabilen Brücke.

8. Die Herstellung einer stabilen, für den Eisenbahn- und Wagenverkehr gemeinschaftlichen Brücke wird von allen Vertretern gewünscht.

Während die Handelskammer den Standpunct der neuen Brücke bei der gegenwärtigen Kaiserwasserbrücke bezeichnet, und aus dieser Ursache die Erhöhung des Bahnniveaus daselbst behufs Passirung der Dampfschiffe wünscht, spricht die Dampfschiffahrtsgesellschaft für die Durchfahrt im Allgemeinen eine Höhe von mindestens 30 Schuh ober dem Nullpuncte und eine Minimalspannweite von 30 Klafter an.

Die Nordbahngesellschaft wünscht nur im Falle der Umliegung des Stromes die Herstellung der Brücke im Trockenen, und den Anschluss der nothwendigen Inundationsobjecte an die Hauptbrücke

D) Betreffend die Verkehrs-Anstalten.

9. Landungsstellen. Die Anlage von Landungsplätzen bei Wien für Schiffe vom Tiefgange der grössten Donaudampfschiffe wird von sämmtlichen Vertretern gefordert. Das Kriegsministerium wünscht solche nicht nur in Wien, sondern auch in Hainburg errichtet, und sollen diese mit dem Hauptstrassen- und Eisenbahnnetze der Monarchie in Verbindung gebracht werden.

Ueberdiess sollen bei deren Anlage Vorrichtungen zum schnellen Aus- und Einschiffen von Truppen und Militärgütern und eine bequeme Verbindung des an Stelle der Leopoldstädter Cavallerie-Kaserne zu erbauenden Militär-Verpflegsestablishement mit den Landungsstellen bei Wien hergestellt werden. Der Vertreter der Commune Wien bezeichnet speciell

die nöthige Länge der Landungsstellen mit mindestens 2000', und deren Tiefe auf 10' unter dem Nullpuncte.

Die Handelskammer wünscht ausserdem auch bestimmte Ein- und Ausladeplätze, dann Lagerstellen für Producte, für Holz, Stein etc. und die Herstellung von Schienengeleisen längs derselben.

Die Nordbahn wünscht mit diesen Landungs- und Lagerplätzen in Verbindung gebracht zu werden; während die Donaudampfschiffahrtsgesellschaft die Länge des künftig in ihrem Interesse liegenden Landungsplatzes mit 1500 Klafter vom Nordbahnhofe abwärts bezeichnet. Ueberdiess wird die Verbindung der Donauanlandeplätze mit den Hauptverkehrsanstalten und dem Wiener Donauanal von den Vertretern der Commune Wiens gefordert.

10. Winterhafen. Die Anlage eines solchen bei Wien etwas stromabwärts wird von den Vertretern des Kriegsministeriums, des Landesauschusses und der Commune Wien gewünscht. Von denselben wird auch

11. die Anlage von Schiffswerften und Trockendocks in ihr Programm aufgenommen.

E) Sonstige Wünsche und Bemerkungen.

12. Die Herstellung von Bade- und Schwimm-Anstalten in der grossen Donau gehört unter die allgemeinen Wünsche, welchen der Vertreter des Kriegsministeriums speciell noch die Errichtung von Pferdeschwemmen bei Wien und Hainburg beifügt.

13. Die Bewässerung des Marchfeldes aus der Donau ist ein Begehren des niederöstr. Landesauschusses.

14. Ebenso wird vom letzteren, dann vom Vertreter des Kriegsministeriums die Sistirung des Abflusses des Unrathes in die Donau und die Anlage von Cloaken zur Verwerthung desselben gefordert.

15. Den Schiffmühlen sollen eigene Plätze, nach Ansicht der Handelskammer am linken Ufer der neuen Donau angewiesen werden, gleichwie dieselbe

16. Die Anlage von Entrepots unmittelbar beim Nordbahnhofe befürwortet.

17. Nach Wunsch der Commune Wien soll bei der Regulirung auf industrielle Unternehmungen durch Situierung der Gewerbsanlagen in der Taborau Bedacht genommen werden.

Schliesslich sollen:

18. Aus rein militärischen Zwecken nach Antrag des Vertreters des Kriegsministeriums:

a) geeignete Unterkünfte in der Nähe der Landungsstellen für einen vorübergehenden Aufenthalt von Truppen und Militärgütern;

b) mehrere neue Verbindungen der inneren Stadt und Leopoldstadt, und endlich

c) Schiessstätten für Gewehr hergestellt werden.

Wien, den 3. August 1866.

Tabellen

zur

schnellen Berechnung doppelt wirkender Dampfmaschinen, ihrer Kessel und Heizungen auf Grundlage der neuen Dampfmaschinen-Theorie.

Von *Josef Hrabák*,

k. k. Kunst- und Bauwesensadjunct in Píbram.

Begründung der Tabellen.

Ich muss gleich im Voraus bemerken, dass diese „Begründung“ behufs der eigentlichen Benützung der Tabellen nicht gelesen werden muss, sondern dass hiebei sofort zu der nachfolgenden „Gebrauchsanweisung“ übergegangen werden kann.

Diese Einleitung hat vielmehr den Zweck, die Entstehungsweise der Tabellen zu erklären und die wissenschaftliche Basis derselben einerseits, so wie ihre practische Tauglichkeit anderseits nachzuweisen.

Die Berechnung einer Dampfmaschine auf Grundlage einer gesunden Theorie ist für den Practiker in vielen Fällen eine „zu umständliche“ Sache, um so mehr, weil zu einer rationellen Lösung der betreffenden Aufgabe in der Regel manigfache Combinationen angestellt werden müssen; da will das Rechnen kein Ende nehmen, und die Folge ist nicht selten die, dass man sich dem Rechnen gar nicht unterzieht und die betreffenden Combinationen mittelst ganz roher, aber fertiger Angaben, die man in den Büchern findet, durchführt, ja mitunter gar nicht combinirt.

Zum Glücke ist die Dampfmaschine nach den treffenden Worten Prof. Schmidt's „ein so geduldiges Ding, dass selbst grobe Dimensionsfehler dem Laien“ gar nicht ersichtlich werden; eine Maschine, welche die doppelte Arbeit von derjenigen, die ihr angelastet wird, leicht und vortheilhaft leisten könnte, geht auch so recht gut — wird gelobt, denn der äussere Eindruck ist ein sehr günstiger; was aber dabei im Inneren vorgeht, wäre in der That nichts weniger als zu loben. In diesen inneren Vorgang mittelst eines „Indicators“ einzusehen, bietet sich aber nicht überall die Gelegenheit.

Wohl wird die Anwendung der Indicators und zusammenhängend das rationelle Handhaben des ganzen Dampfmaschinenwesens hentzutage immer häufiger; allgemein ist aber dies bei Weitem noch nicht, und die sogenannten „Erfahrungscoefficienten“ — an den Formeln der „urältesten und rohesten Theorie“ (Ausdruck Schmidt's) angebracht — dominiren auch heute noch in weiten, ja sogar in maassgebenden Kreisen.

Die Theorie der Dampfmaschinen ist aber — auf eine gesunde Erfahrung und namentlich auf durchgreifende Indicator-Versuche gestützt — heute schon so weit gediehen, dass man nur ihren Angaben zu folgen braucht, um sich gegen wesentliche Fehlritte zu wahren und eines rationellen Vorgehens sicher zu sein.

Als Hemmschuh ist, wie bereits erwähnt, in vielen Fällen der Umstand anzusehen, dass die veralteten rohen Angaben noch immer bequemer zu handhaben sind, als die rationellen Regeln der neuen Theorie. Dieser Hemmschuh könnte vielleicht mancherorts gelöst werden, wenn man die Regeln

einer gesunden und auf rationelle Erfahrung gegründeten Theorie derart specialisirt und vereinfacht, dass es bei Berechnung irgend einer Dampfmaschine mit einer einfachen numerischen Multiplication und allenfalls einer Division abgethan ist.

Eine solche Specialisirung und Vereinfachung dürfte auch noch „gemeinnützig“ und selbst denjenigen willkommen sein, die es auch ohnedies mit der neueren Theorie halten.

Man findet wohl gewisse specialisirte tabellarische Angaben und Regeln in Büchern; aber diese sind entweder, wie bei Redtenbacher, — abgesehen davon, dass sie sich auf ältere Erfahrungen stützen — unvollständig, indem sie für jedes Maschinensystem nur eine ganz bestimmte Spannung und einen ganz bestimmten Expansionsgrad voraussetzen, und auch noch unbiegsam, indem sie für jede Maschine eine ganz bestimmte Umgangszahl festsetzen; oder aber sie sind zwar vollständig, allein unbrauchbar, weil man sie ohne eine theoretische Basis nach empirischen Näherungsformeln zusammengestellt hat, welche letzteren ausserhalb gewisser enger Grenzen ganz unzulässige Resultate liefern.

Dergleichen vollständige tabellarische Angaben findet man mitunter in den älteren Auflagen sonst guter Bücher, während sie aus den neueren Auflagen derselben Bücher spurlos verschwinden und hiemit sich selbst aburtheilen.

Specialisirungen und Vereinfachungen in dem oben ausgesprochenen Sinne sind aber meines Wissens noch in keinem Buche enthalten.

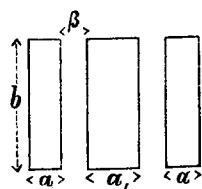
Ich habe mich dieser „specialisirenden und vereinfachenden“ Aufgabe — ich muss gestehen, zunächst im eigenen Interesse, zur Selbstbenützung — unterzogen; nachdem nun diese Arbeit beendet ist, und nach meiner Meinung auch Anderen zweckdienlich erscheinen könnte, erlaube ich mir, dieselbe hiemit der Oeffentlichkeit zu übergeben.

Ich stütze mich hiebei auf die Dampfmaschinen-Theorie von Prof. Gustav Schmidt, wie sie derselbe mit Rücksicht auf die in dem trefflichen Völckers'schen Werke „der Indicator“ enthaltenen neuesten Erfahrungen modificirte. Diese auf Thatsachen gestützte Theorie muss jedem Practiker das grösste Vertrauen einflössen. Ich habe diese Theorie in der Zeitschrift des österr. Ingenieur-Vereins (Jahrgang 1864, Heft V u. VI) in einem „Grundrisse“ behandelt, und daraus die beiläufigen Werthe der „öconomisch günstigsten Füllungsgrade“ abgeleitet *).

*) Es ist mir zwar von sehr maassgebender Seite die Bemerkung zukommen, es sei eine etwas gewagte Sache, für Maschinenpreise Formeln aufzustellen, wie ich dies in der genannten Abhandlung zu thun gezwungen war. Ich gebe dies gerne zu, wenn solche Formeln sich anmassen wollten, wirkliche Preisangeber von Maschinen zu sein. Dagegen habe ich mich aber schon damals ausdrücklich verwahrt und darauf hingewiesen, dass die wirklichen Maschinenpreise je nach den Zeit- und Ortsverhältnissen sehr schwanken; ja es kommt sogar vor, dass vollkommen gleiche, identische Maschinen zur selben Zeit und am selben Orte um verschiedene Preise abgegeben werden, je nach der geschäftlichen Beschaffenheit der Abnehmer. Allein unter in jeder Beziehung total gleichen Verhältnissen muss denn doch ein gewisses Gesetz in den Maschinenpreisen statt haben und in eine mathematische Form zu bringen sein, wenn man dies schon benöthigt, wie es in der genannten Abhandlung bei mir der Fall war.

Nach dieser Theorie geschieht die Berechnung einer beliebigen doppelt wirkenden Dampfmaschine nach folgendem Schema, welchem die nachstehende Einrichtung des Vertheilungsschiebers zu Grunde liegt:

Wenn zuvörderst nach der beigegebenen Figur



a die Breite,
 b die Länge jedes der beiden Dampfcanäle,
 a_1 die Breite des Dampfausflusscanales und
 β die Stegbreite bezeichnet, so macht man gewöhnlich den Querschnitt

$$ab = \frac{1}{20} D^2 \frac{\pi}{4},$$

wenn D den Kolbendurchmesser bezeichnet, und zwar ist:

für grössere Maschinen		für kleinere Maschinen	
$\frac{b}{a} =$	7 6	5 4	
$a =$	$0,075 D$ $0,081 D$	$0,089 D$ $0,099 D$,	
$b =$	$0,524 D$ $0,486 D$	$0,443 D$ $0,396 D$	

Für den Vertheilungsschieber ist nun:

Der Voreilungswinkel $\delta = 20^\circ$;

die Excentricität $\rho = \frac{12}{11} a$;

äussere Ueberdeckung $e = \frac{1}{4} \rho$;

innere „ $i = \frac{1}{12} \rho$;

lineares Voreilen $v = \frac{1}{10} \rho$;

$$\beta = \frac{a}{2} + 1^{\text{cm}}.$$

$$a_1 \geq 2 \rho - \beta.$$

(Hiebei ist $a = \rho - i$, welcher Bedingung gemäss bei der äussersten Schieberstellung der Dampfcanal auf der Ausströmungsseite eben ganz geöffnet wird; gleichzeitig bietet, wenn $a_1 = 2 \rho - \beta$ gemacht wird, der Dampfabflusscanal gerade eine Oeffnung $= a$.)

Es muss jedoch bemerkt werden, dass die nachfolgenden Regeln mit hinreichender Genauigkeit auch dann noch Geltung haben, wenn die Schiebereinrichtung der betreffenden

Allerdings werden die Resultate einer auf die Voraussetzung solcher ganz gleicher Verhältnisse basirten Aufgabe eben nur für solche Verhältnisse streng richtig, für alle andern Verhältnisse aber, die von den vorausgesetzten nicht zu sehr abweichen, doch wenigstens annähernd — „beiläufig“ richtig sein; es werden sich doch die Schwankungen der Verhältnisse innerhalb gewisser Grenzen bewegen, und diesen Grenzen können dann auch die Folgerungen einer betreffenden Abhandlung angepasst werden. Desswegen bezeichnete ich ja die aus jener meiner Abhandlung gefolgerten günstigsten Füllungsgrade als bloss „beiläufige“ und stellte dann noch „beiläufige“ Grenzen dieser Füllungsgrade nach aufwärts und abwärts auf. Dass sich die wirklichen Werthe dieser öconomisch günstigsten Füllungsgrade bei ein cylindrigen (nicht Woolf'schen) Dampfmaschinen unter allen Umständen zwischen jenen Grenzen bewegen — ist auch noch heute meine innigste Ueberzeugung.

Uebrigens hat meine genannte Abhandlung in dem diesjährigen Grothe'schen Jahresberichte über die „Fortschritte der mechanischen Technik“ eine sehr ausführliche günstige Besprechung erfahren.

Maschine von der eben angeführten etwas abweicht, wie es namentlich bei älteren Maschinen wirklich der Fall ist

Berechnungs-Schema.

Gegeben:

1. Der in Pferdestärken ausgedrückte Nutzeffect der Dampfmaschine N ;
2. Die in Atmosphären ausgedrückte absolute Volldruck- oder Admissionsspannung p_1 ;

man nehme p_1 etwa $= \frac{3}{4}$ der absoluten Kesselspannung

und zwar lieber noch etwas kleiner als grösser an, damit der Gang der Maschine durch allfällige Schwankungen der Kesselspannung nicht alterirt werde;

3. der Füllungsgrad, bei welchem der obige Nutzeffect N zu erzielen ist $\frac{s_1}{s}$;

(wobei selbstverständlich s den Kolbenhub, s_1 den Kolbenweg bis zur Dampfabsperung bezeichnet);

4. die in Metern ausgedrückte mittlere Kolbengeschwindigkeit c , welche die Grösse des Productes aus der Umgangszeit n pr. Minute und aus dem Kolbenhube s , nämlich

$$ns = 30 c$$

bestimmt. Die Grösse c , hiemit auch das Product $ns = 30 c$, nimmt, wenn nicht etwa ein abnorm schneller oder langsamer Gang der Maschine gewünscht wird, je nach der Stärke der Maschine, gewisse normale Werthe an, welche sich für c etwa zwischen 1 und 2 Met., also für ns zwischen 30 und 60 Met. (bei stationären Maschinen) bewegen; bei Locomotiven ist $c > 2$ Met.;

5. die in Atmosphären ausgedrückte mittlere Vorderdampfspannung in der Ausströmungsperiode p_* , und zwar $p_* = 1,1$ Atm. für Masch. ohne Condensation, $p_* = 0,2$ „ „ „ mit „

6. die in Metern ausgedrückte Satzhöhe der Kaltwasserpumpe (bei Condensationsmaschinen) h .

7. Die Hilfsgrösse α ; diese stellt die etwas höher angeschlagene Grösse der Vorderdampfspannung mit Einschluss der Widerstandsspannung der Luft- und Kaltwasserpumpen (bei Condensationsmaschinen) vor, und zwar ist:

$\alpha = 1,15$ für Masch. ohne Condensation,

$\alpha = 0,334 + 0,002 h$ „ „ mit „

8. Der Coefficient des schädlichen Raumes . . . $m = 0,05$.

Zu rechnen:

Die mittlere förderliche Hinterdampfspannung . . $f p_1$, wobei der sogenannte Expansions-Coefficient f für jeden Füllungs- oder Expansionsgrad einen aus der Theorie mittelst geeigneter Specialisirungen sich ergebenden numerischen Werth annimmt, und zwar ist gleichzeitig:

$\frac{s_1}{s} = 0,912$ *)	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
$f = 0,975$	0,954	0,923	0,879	0,818	0,741

*) $\frac{s_1}{s} = 0,912$ ist der Füllungsgrad der sogenannten Maschinen ohne Expansion oder Volldruck-Maschinen.

$$\frac{s_1}{s} = 0,33 \quad \left| \begin{array}{c|c|c|c|c|c} 0,3 & 0,25 & 0,2 & 0,15 & 0,1 \\ \hline f = 0,679 & 0,645 & 0,587 & 0,523 & 0,450 & 0,368 \end{array} \right|$$

Dann ergibt sich die Bruttospannung

$$p_b = f p_1 - p_s$$

und die Nutzspannung

$$p_n = (f p_1 - \alpha) \frac{N + 20}{N + 30}$$

Bei Ermittlung dieser Spannung, welcher der Wirkungsgrad der Maschine verborgen zu Grunde liegt, bietet sich dem Practiker die Gelegenheit, das gewöhnliche „Zugeben“ auf eine rationelle Weise auszuführen. Es wird demselben hinreichend Rechnung getragen, wenn man unter Annahme eines etwas geringeren Wirkungsgrades der Maschine etwa:

$$p_n = (f p_1 - \alpha) \frac{N + 20}{N + 32,5}$$

setzt, wobei es jedoch unbenommen bleibt, bei zu erwartender präziser Ausführung und ausgezeichneter Wartung der Maschine bei der ersten Formel zu bleiben. Dabei ist jedoch

für grosse Maschinen $\frac{N + 100}{N + 120}$ statt $\frac{N + 20}{N + 30}$

und $\frac{N + 200}{N + 235}$ statt $\frac{N + 20}{N + 32,5}$

zu setzen.

Zur Ermittlung der wirksamen Kolbenfläche O hat man die Pferdestärke mit den üblichen 75 Meterkil. und den Druck einer Atmosphäre = 10334 Kil. pro □Meter angenommen — aus der leicht verständlichen Relation:

$$75 N = \frac{1}{60} O p_n \cdot 10334 \cdot n \cdot 2 s,$$

sofort

$$O n s = 0,218 \frac{N}{p_n}$$

Führt man statt p_n den obigen Werth ein, so erhält man:

$$O n s = 0,218 \frac{N + 32,5}{N + 20} N \frac{1}{f p_1 - \alpha};$$

setzt man

$$0,218 \frac{N + 32,5}{N + 20} N = M$$

und

$$f p_1 - \alpha = P,$$

so hat man

$$O n s = \frac{M}{P}.$$

Die Grösse α hat für Maschinen ohne Condensation den bestimmten Werth 1,15; für Condensationsmaschinen ist

$$\alpha = 0,334 + 0,002 h,$$

wobei die Satzhöhe h der Kaltwasserpumpe wohl einen geringen Einfluss hat; man kann daher für h einen ansehnlichen Werth etwa $h = 10$ Met. setzen, und dann, so lange h von 10 Meter nicht sehr verschieden ist, die Grösse α ohne Weiteres auch für Condensationsmaschinen als constant betrachten. Man hat diesfalls

$$\alpha = 0,354.$$

Mit dieser Annahme lässt sich der Ausdruck

$$P = f p_1 - \alpha,$$

worin der Coefficient f statt des Füllungsgrades fungirt, leicht in eine Doppeltabelle (dem doppelten Werthe von α entsprechend) bringen, aus welcher für verschiedene übliche

Werthe der Admissionspannung p_1 und für beliebige Füllungsgrade die numerische Grösse von P sofort entnommen werden kann. Diesem Zwecke entsprechen die Tab. III. und III'. Noch einfacher lässt sich aber

$$M = 0,218 \frac{N + 32,5}{N + 20} N \text{ für } N < 80$$

und

$$M = 0,218 \frac{N + 235}{N + 200} N \text{ für } N > 80$$

tabellarisch behandeln, wobei man auch die Grösse

$$M_1 = 0,218 \frac{N + 30}{N + 20} N \text{ für } N < 60$$

und

$$M_1 = 0,218 \frac{N + 120}{N + 100} N \text{ für } N > 60$$

in Betracht nehmen kann, welche letztere statt M dann zu setzen sein wird, wenn man einen höheren Wirkungsgrad von der Maschine zu erwarten berechtigt ist. Die Tab. II gibt für die verschiedensten Pferdestärken N die Werthe M und M_1 an. Hienach reducirt sich mittelst der genannten Tabellen die Ermittlung des Productes

$$O n s = \frac{M}{P}$$

auf die Ausführung einer einfachen numerischen Division, und hiemit ist der Hauptsache nach die Berechnung einer Dampfmaschine geschehen. Die zugehörigen weiteren Specialregeln sind in der „Gebrauchsanweisung“ enthalten.

Das zweite wesentliche Moment bei einer Dampfmaschine ist die Berechnung des Dampfverbrauches oder der Speise-Wassermenge. Diese Grösse ist der Ausgangspunkt bei Ermittlung des zum Maschinenbetriebe erforderlichen Brennmaterialquantums, der Dimensionen der Dampfkessel und ihrer Heizungen.

Der Dampfverbrauch einer Maschine wird auf die Secunde in Kilogr. gerechnet und theilt sich in den nutzbaren Dampfverbrauch und in den Dampfverlust. Die Theorie gibt als nutzbaren Dampfverbrauch per Secunde in Kilogr.:

$$S_1 = O n s F,$$

wobei

$$F = 0,032 \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + m - \frac{1}{8} \frac{p_1}{p_s} \right);$$

hierin bezeichnet σ_1 das spezifische Gewicht (d. h. das Gewicht der Volumseinheit) des Admissions-Dampfes und ändert sich gleichzeitig mit der Admissionspannung p_1 , indem der gesättigte Dampf von einer bestimmten Spannung p_1 ein bestimmtes spezifisches Gewicht σ_1 besitzt. Die Grösse m (Coefficient des schädlichen Raumes) ist constant = 0,05 zu nehmen, die Vorderdampfspannung p_s in der Ausströmungsperiode hat bei Maschinen ohne Condensation den constanten Werth $p_s = 1,1$ und bei Condensationsmaschinen den ebenfalls constanten Mittelwerth $p_s = 0,2$ Atmosphären. Hienach ist bei jeder von diesen beiden Maschinengattungen der Coefficient F nur allein abhängig von der Admissionspannung p_1 und von dem Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$.

Es lässt sich somit leicht eine Doppeltabelle entwerfen, aus welcher für den jeweiligen Werth von p_1 und $\frac{s_1}{s}$ der nu-

merische Werth von F entnommen werden kann. Diesem Zwecke entsprechen die Tabellen IV und IV'.

Mittelst dieser Tabellen reducirt sich die Ermittlung des nutzbaren Dampfverbrauches auf eine einfache Multiplication.

Die Grösse des Dampfverlustes, welcher durch Undichtigkeiten und durch Condensation in Folge der Abkühlung herbeigeführt wird, lässt sich nicht theoretisch bestimmen; auf Grundlage sehr eingehender Versuche gibt Herr Völckers für den Dampfverlust per Secunde in Kilogr. bei guter Instandhaltung der Maschine und der Dampfleitung

$$S_2 = 0,131 D \sqrt{p_b},$$

wobei die Bruttospannung

$$p_b = f p_1 - p_2$$

ist und D den Kolbendurchmesser in Metern bezeichnet; wir schreiben:

$$S_2 = G D,$$

wobei

$$G = 0,131 \sqrt{f p_1 - p_2}.$$

Hier ist wieder für Maschinen ohne Condensation p_2 constant = 1,1 und für Condensationsmaschinen $p_2 = 0,2$; der Expansionscoefficient f vertritt den Expansions-, resp. Füllungsgrad $\frac{s_1}{s}$; es ist demnach G für beide Maschinensorten nur von $\frac{s_1}{s}$ und von der Admissionsspannung p_1 abhängig, und lässt sich in eine Doppeltabelle bringen (Tab. V u. V'), mittelst welcher auch die Ermittlung des Dampfverlustes auf eine numerische Multiplication zurückgeführt wird.

Endlich gibt Tab. VI den Durchmesser aus dem Querschnitt und umgekehrt.

Die genannten Tabellen haben also in der That die Eigenschaft, dass mittelst derselben die Berechnung einer Dampfmaschine sammt Dampfverbrauch der Hauptsache nach durch eine Division und zwei Multiplicationen vollendet wird, und dies für alle möglichen Fälle, wenn man die Tabellenwerthe erforderlichenfalls einfach interpolirt. Diesen möglichst allgemein gehaltenen Tabellen folgt dann im Weiteren noch eine Tafelreihe, in welcher die verschiedenartigsten Dampfmaschinen sammt ihrem Dampfverbrauch schon fertig berechnet sind.

Die Kolbendurchmesser der Tafeln A bis E für Maschinen ohne Condensation und der Tafeln A' bis E' für Condensationsmaschinen gelten streng nur für die überall mit angesetzten Normalwerthe von $ns = 30c$, können aber nach Anleitung der folgenden „Gebrauchsanweisung“ auch dann aus den Tafeln entnommen werden, wenn aus irgend einem Grunde ein abnorm langsamer oder schneller Gang der Maschine gewünscht wird, resp. wenn das Product $ns = 30c$ einen von dem angesetzten Werthe verschiedenen Werth annehmen hat; man hat hierbei nur festzuhalten, dass die Leistung einer Maschine unter sonst ganz gleichen Verhältnissen ihrer Umgangszeit n proportional ist. Diesen specialisirten Tafeln liegt der grössere Coefficient M , welcher dem in der Praxis üblichen „Zugeben“ in einem mässigen, aber hinreichenden Maasse Rechnung trägt, zu Grunde; auch ist überall angenommen, dass die Kolbenstange beiderseits durch den Cylinderdeckel geht.

Man ersieht daraus, dass die Tafelwerthe der Kolbendurchmesser so ziemlich als Maximalwerthe zu betrachten sind; es sind jedoch ganz mässige Maxima, die weit hinter den übertriebenen Angaben derartiger Tabellen, die man in manchen Büchern findet, mit Recht zurückbleiben.

Den Tafeln der „Kolbendurchmesser“ entsprechen die Dampfverbrauchstafeln a bis e für Maschinen ohne Condensation und a' bis e' für Condensationsmaschinen. Der in diesen Tafeln angesetzte nutzbare Dampfverbrauch gilt für die betreffende Maschine von einer bestimmten Leistung N , Füllung $\frac{s_1}{s}$ und Spannung p_1 in jedem Falle, gleichgiltig, ob diese Leistung bei einem normalen, oder aber einem abnorm schnellen oder langsamen Gange effectuirt wird, weil eben der nutzbare Dampfverbrauch dem Producte Ons proportional ist.

Dass ich in diesen Tafeln für jeden Werth der Pferdestärke N auch den Dampfverlust ansetzen konnte, ohne eine separate Tafelreihe hierfür entwerfen zu müssen, hat seine Begründung in dem Umstande, dass die obige Völckers'sche Dampfverlustformel — ein normaler Gang der Maschine vorausgesetzt — mit hinreichender Genauigkeit durch die folgenden zugänglicheren Formeln ersetzt werden kann:

$$S_2 = 0,0134 \sqrt{N} + 0,0041 \text{ für } N < 5,$$

$$S_2 = 0,0107 \sqrt{N} + 0,0101 \text{ „ } N = 5 \text{ bis } 20,$$

$$S_2 = 0,0085 \sqrt{N} + 0,02 \text{ „ } N > 20.$$

Die Begründung dieser Formeln der Form nach findet man in meinem oben citirten Artikel der österr. Ingenieur-Vereins-Zeitschrift.

Uebrigens kann mittelst der Tafelangaben und der ihnen vorangehenden Gebrauchsanweisung der Dampfverlust auch für Maschinen mit abnorm schnellem oder langsamen Gange bestimmt werden. Dabei bleibt es unbenommen, den Dampfverlust nach Völckers unter Zuziehung der Tab. V oder V' mittelst

$$S_2 = G D$$

zu rechnen.

Anmerkung. In die erste Tabellenreihe I, II, . . . V' ist noch die Tabelle II a) eingeschaltet worden. Dieselbe ist eine Alternative zu der unmittelbar vorangehenden Tab. II, und enthält gleich dieser die Werthe des Coefficienten M für verschiedene Pferdestärken N , jedoch für die drei verschiedenen Maschinengattungen specialisirt. Wie bereits früher erwähnt, ist diesem Coefficienten der Wirkungsgrad der betreffenden Maschine zu Grunde gelegt, insoferne man hierbei die blossen Reibungswiderstände in den Maschinentheilen (mit Ausschluss des Widerstandes der Luft- und Kaltwasserpumpe bei Condensationsmaschinen) procentuell berücksichtigt. Diese procentuellen Widerstände gestalten sich am geringsten bei den Volldruckmaschinen, weil diese den einfachsten Mechanismus und bei gleicher Stärke den kleinsten Kolbendurchmesser besitzen, während bei den Expansionsmaschinen (ohne und mit Condensation) diese Widerstände sowohl durch die hinzukommenden besonderen Maschinentheile (Expansionsvorrichtungen) als auch durch die Nothwendigkeit eines grösseren Kolbendurchmessers etwas vermehrt werden. Aus dieser Rücksicht erscheint eine Sonderung von M im Sinne der Alternativ-Tabelle II a) allerdings gerechtfertigt. In dieser Tabelle bezeichnet:

M_0 den Werth von M für Maschinen ohne Condensation, ohne Expansion

M_e „ „ „ „ „ „ „ mit „

M_c „ „ „ „ „ „ mit „ mit „

und zwar wurde auf Grundlage guter Vergleiche zu setzen befunden:

$$M_0 = 0,218 \frac{N + 26,5}{N + 20} N, \text{ für } N < 20$$

$$M_0 = 0,218 \frac{N + 120}{N + 100} N, \text{ „ } N > 20$$

Gebruchs-Anweisung zu den Tabellen.

a) Bezeichnungen und Erklärungen.

- N der in Pferdestärken ausgedrückte Nutzeffect der Maschinen; die Pferdestärke zu 75 Kil.-Metern angenommen;
- n die Umgangszahl (Doppelhubzahl) in der Minute;
- s Kolbenhub (doppelte Kurbellänge) in Metern;
- s_1 Kolbenweg bis zur Absperrung, in Metern; also:
- $\frac{s_1}{s}$ der Füllungsgrad und
- $\frac{s}{s_1}$ der (beiläufige) Expansionsgrad, bei welchem der obige Nutzeffect N erzielt wird *¹⁾;
- c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Metern, und zwar ist jedesmal das Product
- $$ns = 30c;$$
- p_1 die in Atmosphären ausgedrückte absolute Admissions- oder Volldruckspannung *²⁾;
- O die wirksame Kolbenfläche in □ Metern;
- D der Kolbendurchmesser in Metern; also
- $\frac{D^2\pi}{4}$ der Kolbenquerschnitt in □ Metern *³⁾;
- S_1 der nutzbare Dampfverbrauch pr. 1 Secunde in Kil.
- S_2 Der Dampfverlust pr. 1 Secunde in Kil.
- $S = S_1 + S_2$ der Gesamtdampfverbrauch pr. 1 Secunde in Kil.

* Erklärung 1.

Die in den Tabellen erscheinenden Werthe der Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ sind mit den folgenden beiläufigen Expansionsgraden gleichbedeutend:

$$\frac{s_1}{s} = 0,912, \text{ giltig für Volldruckmaschinen;}$$

$$\frac{s_1}{s} = 0,8, \text{ bedeutet } \frac{5}{4} \text{ fache Expansion;}$$

$$\frac{s_1}{s} = 0,7, \quad \text{,,} \quad \frac{10}{7} \quad \text{,,} \quad \text{,,}$$

$$\frac{s_1}{s} = 0,6, \quad \text{,,} \quad \frac{5}{3} \quad \text{,,} \quad \text{,,}$$

$$\frac{s_1}{s} = 0,5, \quad \text{,,} \quad 2 \quad \text{,,} \quad \text{,,}$$

$$\frac{s_1}{s} = 0,4, \quad \text{,,} \quad \frac{5}{2} \quad \text{,,} \quad \text{,,}$$

$$\frac{s_1}{s} = 0,33, \quad \text{,,} \quad 3 \quad \text{,,} \quad \text{,,}$$

$$\frac{s_1}{s} = 0,3, \quad \text{,,} \quad \frac{10}{3} \quad \text{,,} \quad \text{,,}$$

$$\frac{s_1}{s} = 0,25, \quad \text{,,} \quad 4 \quad \text{,,} \quad \text{,,}$$

$$\frac{s_1}{s} = 0,2, \quad \text{,,} \quad 5 \quad \text{,,} \quad \text{,,}$$

$$M_s = 0,218 \frac{N+30}{N+20} \quad N, \text{ für } N < 52$$

$$M_s = 0,218 \frac{N+235}{N+200} \quad N, \text{ „ } N > 52$$

$$M_c = 0,218 \frac{N+325}{N+20} \quad N, \text{ „ } N < 45$$

$$M_c = 0,218 \frac{N+366}{N+300} \quad N, \text{ „ } N > 45$$

In der folgenden „Gebruchsanweisung“ ist zwar der Einfachheit wegen überall blos der allgemeine Coefficient M der Tabelle II berücksichtigt; es unterliegt jedoch keinem Anstande, statt M den betreffenden specialisirten Coefficienten der Alternativ-Tabelle II a) in die Rechnung einzubeziehen.

$$\frac{s_1}{s} = 0,15, \text{ bedeutet } \frac{20}{3} \text{ fache Expansion;}$$

$$\frac{s_1}{s} = 0,1, \quad \text{,,} \quad 10 \quad \text{,,} \quad \text{,,}$$

Bei der Wahl des günstigsten Füllungsgrades (resp. des Expansionsgrades), bei welchem die betreffende Nutzleistung N der Maschine erzielt werden soll, kann die Tab. I als Anhaltspunkt dienen, und ist noch zu bemerken, dass nach den obwaltenden Localverhältnissen der öconomisch günstigste Füllungsgrad desto kleiner, also der Expansionsgrad desto grösser ist, je theurer das Brennmaterial und je billiger die Maschinen zu haben sind; übrigens weichen die wirklichen Werthe der öconomisch günstigsten Füllungsgrade unter keinen Umständen sehr stark von den beiläufigen Werthen der Tab. I ab. Nur bei den Woolf'schen Condensations-Maschinen mit zwei Cylindern kann man mit Vortheil noch ansehnlich kleinere Füllungsgrade (bezogen auf den grossen Cylinder), als jene der Tabelle in Anwendung bringen.

* Erklärung 2.

Die absolute Admissions- oder Volldruckspannung p_1 hat etwa $\frac{3}{4}$ der absoluten Kesselspannung, u. z. lieber noch weniger als mehr zu betragen; bezeichnet also p den effectiven Kesselüberdruck in Atm., so hat man $p_1 = \frac{3}{4}(p+1)$ zu setzen, die Kesselspannung ist aber aus öconomischen Rücksichten stets nahe so hoch zu halten, als es mit Rücksicht auf die vorgenommene Kesselprobe ämtlich gestattet ist.

* Erklärung 3.

Um aus der wirksamen Kolbenfläche O den ganzen Kolbenquerschnitt $\frac{D^2\pi}{4}$ zu erhalten, gibt man der ersteren der Kolbenstange wegen einen Zuschlag, und zwar hat man zu nehmen:

$$\frac{D^2\pi}{4} = 1,02 O \text{ für Mitteldruckmaschinen,}$$

$$\text{,,} = 1,03 O \text{ „ Hochdruckmaschinen;}$$

und wenn sie nur einerseits durchgeht:

$$\frac{D^2\pi}{4} = 1,01 O \text{ für Mitteldruckmaschinen,}$$

$$\text{,,} = 1,015 O \text{ „ Hochdruckmaschinen.}$$

Aus $\frac{D^2\pi}{4}$ bestimmt sich dann einfach der Kolbendurchmesser D in Metern mittelst Tab. VI. Diese Tabelle gibt für Durchmesser $D = 0,100$ bis $1,12$ die Kreisinhalte (Kolbenflächen $\frac{D^2\pi}{4}$ auf vier Decimalstellen an. Das Zeichen 0 ist überall weggelassen; die beiden ersten Decimalen von D findet man in der ersten Verticalspalte, die dritte in der oben angeschriebenen Horizontalzeile, während die vier Decimalen von $\frac{D^2\pi}{4}$ stets beisammen in der Tabelle angesetzt sind.

Hiernach ist für

$$D = 0,100 \text{ die Fläche } \frac{D^2\pi}{4} = 0,0079$$

$$\text{,,} = 0,613 \text{ „ „ „} = 0,2951$$

$$\text{,,} = 1,12 \text{ „ „ „} = 0,9852.$$

Die Fortsetzung der Tabelle (für $D > 1,12$) findet man

in der zweiten Zeile derselben unter gehöriger Anbringung des Decimalpunctes; so hat man für:

$$D = 1,13 \text{ die Fläche } \frac{D^2 \pi}{4} = 1,00$$

$$n = 1,33 \text{ " " " " } = 1,39 \text{ u. s. f.}$$

Nach ermitteltem D bestimmt man den Kolbenhub s und die Umgangszahl n aus dem bekannten Werthe des Productes $ns = 30c$, so dass man für die Grösse s und n einen gewissen Spielraum hat; man hat hiebei, wenn n nicht streng vorgeschrieben ist, zu sehen, dass bei grösseren Maschinen s beiläufig $= 2D$ und bei kleineren Maschinen s beiläufig $= 2,5$ bis $3D$ ausfällt.

Kommt man mit dem angenommenen Werthe von ns bei streng vorgeschriebener Umgangszahl n auf ein Missverhältniss zwischen s und D , so muss man in der Annahme von ns eine zweckmässige Aenderung treffen, und aus dem bereits ermittelten Ons das O und dann D und s von Neuem rechnen.

Tab. I.

Beiläufige Werthe der öconomisch günstigsten Füllungsgrade.

Maschinen	Ohne Condensation				Mit Condensation			
	7	20	60	180	7	20	60	180
Stärke $N =$								
günstigste Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$								
$p_1 = 2$	—	—	—	—	0,4—0,33	0,33	0,33—0,3	0,3
$p_1 = 3$	—	—	—	—	(0,33)	0,33—0,3	0,3	0,3—0,25
$p_1 = 4$	0,5	0,4	0,33	0,3	(0,33—0,3)	0,3	0,25	0,25
$p_1 = 6$	—	—	—	—	(0,3)	(0,3—0,25)	0,25	0,25—0,2

Anmerkung. Wo die günstigsten Füllungsgrade eingeklammert sind, dort ist die Einrichtung der Condensation kaum mehr rentabel.

β. Bestimmung der Hauptdimensionen und des Dampfverbrauches für eine zu entwerfende Dampfmaschine mittelst einer kurzen Rechnung.

Diese Bestimmung kann mittelst der Tabellen I bis V für ganz beliebige Verhältnisse und Fälle durchgeführt werden.

Man wähle zuerst die Admissionsspannung p_1 (siehe Erklärung 2 unter α) und entschliesse sich für denjenigen Werth des Füllungsgrades $\frac{s_1}{s}$, bei welchem der betreffende Effect N

Tab. II.

N	M	$M_1^*)$	$ns = 30c$		N	M	$M_1^*)$	$ns = 30c$
1	0,348	0,321	30	Für N 1200 ist $M = 0,237 N$ und $M_1 = 0,233 N$.	44	11,466	11,090	45
2	0,684	0,634	30		45	11,697	11,320	45
3	1,009	0,938	31		46	11,927	11,547	46
4	1,326	1,235	31		48	12,387	12,008	46
5	1,636	1,527	32		50	12,846	12,459	46
6	1,937	1,811	32		52	13,304	12,910	46
7	2,232	2,090	33		54	13,762	13,363	47
8	2,522	2,366	33		55	13,989	13,589	47
9	2,808	2,639	34		56	14,216	13,814	47
10	3,088	2,906	35		58	14,668	14,265	48
12	3,637	3,432	36		60	15,120	14,715	48
14	4,174	3,949	37		65	16,25	15,89	49
15	4,436	4,204	37,5		70	17,38	17,05	49
16	4,697	4,453	38		75	18,50	18,22	50
18	5,215	4,956	39		80	19,62	19,38	50
20	5,723	5,450	40		85	20,81	20,53	51
22	6,220	5,937	40		90	21,99	21,69	51
24	6,716	6,194	41		95	23,17	22,85	52
25	6,962	6,661	41		100	24,34	24,00	52
26	7,207	6,900	41		110	26,69	26,26	53
28	7,693	7,376	42		120	29,02	28,54	53
30	8,179	7,855	42		130	31,35	30,80	54
32	8,652	8,318	42		140	33,66	33,06	54
34	9,125	8,785	43		150	35,97	35,32	55
35	9,361	9,018	43		160	38,27	37,56	55
36	9,597	9,249	43		170	40,57	39,80	56
38	10,068	9,712	44		180	42,85	42,04	56
40	10,538	10,17	44		190	45,13	44,25	57
42	11,002	10,632	44		200	47,41	46,50	57

*) Anmerkung. Wenn man knapp rechnen will, was bei präziser Ausführung und ausgezeichneter Wartung der Dampfmaschinen allerdings zulässig ist, so kann man statt M den etwas kleineren Coefficienten M_1 in Rechnung bringen.

von der Maschine geleistet werden soll (siehe Erklärung I unter α); dann suche man in Tab. II den zu N gehörigen Werth von M und in T. III oder III' den zu p_1 und $\frac{s_1}{s}$ gehörigen Werth von P ; sofort ist das Product

$$Ons = \frac{M}{P}$$

Das Product $ns = 30c$ nehme man den obwaltenden Verhältnissen gemäss an; wenn kein abnorm schneller oder langsamer Gang der Maschine gewünscht wird, so behalte man den in Tab. II enthaltenen Werth von ns bei; es ist dann

$$O = \frac{Ons}{ns}$$

Hieraus bestimmt sich nach Erklärung 3 der Kolbendurchmesser D , der Kolbenhub s und die Umgangszahl n .

Anmerkung. Wenn übrigens kein Grund vorhanden ist, von den in der Tab. II angegebenen Normalwerthen ns abzuweichen, so kann zur Controle der Kolbendurchmesser aus den später folgenden Tabellen A, B bis E oder A', B' bis E' unmittelbar entnommen werden.

Der Dampfverbrauch oder die Speisewassermenge S einer Dampfmaschine wird für 1 Secunde in Kil. gerechnet und besteht aus dem nutzbaren Dampfverbrauch S_1 und dem Dampfverluste S_2 .

Tab. IIa) (Alternative der Tab. II.)

N	M_0	M_s	M_c	ns	N	M_0	M_s	M_c	ns
1	0,285	0,321	0,348	30	44	10,922	11,090	11,466	45
2	0,564	0,634	0,684	30	45	11,162	11,320	11,693	45
3	0,839	0,938	1,009	31	46	11,40	11,55	11,94	45
4	1,108	1,235	1,326	31	48	11,88	12,00	12,44	46
5	1,373	1,527	1,636	32	50	12,35	12,46	12,95	46
6	1,635	1,811	1,937	32	52	12,83	12,91	13,46	46
7	1,894	2,090	2,232	33	54	13,30	13,39	13,96	47
8	2,148	2,366	2,522	33	55	13,54	13,63	14,11	47
9	2,401	2,639	2,808	34	56	13,77	13,88	14,47	47
10	2,652	2,906	3,088	35	58	14,24	14,35	14,96	48
12	3,117	3,432	3,637	36	60	14,71	14,84	15,47	48
14	3,635	3,949	4,174	37	65	15,89	15,94	16,73	49
15	3,877	4,204	4,436	37,5	70	17,05	17,23	17,97	49
16	4,117	4,453	4,697	38	75	18,22	18,43	19,23	50
18	4,594	4,956	5,215	39	80	19,38	19,62	20,46	50
20	5,077	5,450	5,723	40	85	20,53	20,81	21,70	51
22	5,581	5,937	6,220	40	90	21,69	21,99	22,93	51
24	6,075	6,194	6,716	41	95	22,85	23,17	24,16	52
25	6,322	6,661	6,962	41	100	24,00	24,34	25,38	52
26	6,567	6,900	7,207	41	110	26,26	26,69	27,83	53
28	7,057	7,376	7,693	42	120	28,54	29,02	30,26	53
30	7,546	7,855	8,179	42	130	30,80	31,35	32,68	54
32	8,032	8,318	8,652	42	140	33,06	33,66	35,10	54
34	8,518	8,785	9,125	43	150	35,32	35,97	37,49	55
35	8,760	9,018	9,361	43	160	37,56	38,27	39,88	55
36	9,002	9,249	9,597	43	170	39,80	40,57	42,26	56
38	9,483	9,712	10,068	44	180	42,04	42,85	44,63	56
40	9,964	10,176	10,538	44	190	44,25	45,13	46,99	57
42	10,445	10,632	11,002	44	200	46,50	47,41	49,36	57
				$N > 200$		0,233N	0,237N	0,247N	57

M_0 Werthe von M für Maschinen ohne Condens. ohne Expans.
 M_s " " " " " " " mit "
 M_c " " " " " mit " mit "

Zur Bestimmung von S_1 nehme man das bereits berechnete

$$Ons = \frac{M}{P}$$

und suche in der Tab. IV oder IV' den zu p_1 und $\frac{s_1}{s}$ gehörigen Werth von F , dann hat man

$$S_1 = Ons F.$$

Zur Bestimmung des Dampfverlustes S_2 suche man in der Tab. V oder V' den zu p_1 und $\frac{s_1}{s}$ gehörigen Werth von G und hat dann mittelst des bekannten in Metern ausgedrückten Kolbendurchmessers D

$$S_2 = G D,$$

endlich ist der Gesamtdampfverbrauch pr. 1 Sec. in Kil.

$$S = S_1 + S_2.$$

Anmerkung. Uebrigens kann zur Controle der nutzbare Dampfverbrauch S_1 aus den Tab. a, b bis e oder a', b' bis e' auch unmittelbar entnommen oder durch Interpolation bestimmt werden.

γ. Bestimmung des Nutzeffectes einer Dampfmaschine von gegebenen Dimensionen, von gegebener Füllung und Spannung.

Hier sind die Grössen O, n, s, p_1 und $\frac{s_1}{s}$ als gegeben zu betrachten (dieselben können an einer vorhandenen Maschine durch Messung, Zählung, und p_1 , wenn kein Indicator zu Gebote steht, durch Schätzung ermittelt werden).

Man berechne das Product Ons und suche in der Tab. III oder III' den zu p_1 und $\frac{s_1}{s}$ gehörigen Werth von P , berechne $OnsP$, und suche die sich ergebende Zahl in der Spalte M der Tab. II, so gibt der nebenstehende Werth von N den Effect der Maschine in Pferdestärken an.

δ. Bestimmung der Füllung oder Spannung einer Dampfmaschine von gegebenen Dimensionen zur Erzielung eines bestimmten Nutzeffectes bei einer bestimmten Umgangszeit.

1. Sind für eine Maschine die Grössen O, s und p_1 gegeben, so lässt sich jedesmal auch derjenige Füllungsgrad ermitteln, welcher zur Erzielung eines bestimmten Effectes N

Tab. III.

Werthe von $P = fp_1 - \alpha$ für Maschinen ohne Condensation. $\alpha = 1,15$

Füllungs- grad $\frac{s_1}{s} =$	0,912	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,33	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1
Expans. Coeff. $f =$	0,975	0,954	0,923	0,879	0,818	0,741	0,679	0,645	0,587	0,523	0,450	0,368
Absol. Admissionsspannung p_1 in Atmosphären	$p_1 = 2$	0,8000	0,7580	0,6960	0,6080	0,4860	0,3320	0,2080	0,1400	0,0240	—	—
	$p_1 = 2,25$	1,0437	0,9965	0,9267	0,8277	0,6905	0,5172	0,3777	0,3012	0,1707	—	—
	$p_1 = 2,5$	1,2875	1,2350	1,1575	1,0475	0,8950	0,7025	0,5475	0,4625	0,3175	0,1575	—
	$p_1 = 2,75$	1,5312	1,4735	1,3882	1,2672	1,0995	0,8877	0,7172	0,6237	0,4642	0,2882	—
	$p_1 = 3$	1,7750	1,7120	1,6190	1,4870	1,3040	1,0730	0,8870	0,7850	0,6110	0,4100	0,2000
	$p_1 = 3,25$	2,0187	1,9505	1,8497	1,7067	1,5085	1,2582	1,0567	0,9462	0,7577	0,5497	0,3125
	$p_1 = 3,5$	2,2625	2,1890	2,0805	1,9265	1,7130	1,4435	1,2265	1,1075	0,9045	0,6805	0,4250
	$p_1 = 3,75$	2,5062	2,4275	2,3112	2,1462	1,9175	1,6287	1,3962	1,2687	1,0512	0,8112	0,5375
	$p_1 = 4$	2,7500	2,6660	2,5420	2,3660	2,1220	1,8140	1,5660	1,4300	1,1980	0,9420	0,6500
	$p_1 = 4,5$	3,2375	3,1430	3,0035	2,8055	2,5310	2,1845	1,9055	1,7525	1,4915	1,2035	0,8750
Absol. Admissionsspannung p_1 in Atmosphären	$p_1 = 5$	3,7250	3,6200	3,4650	3,2450	2,9400	2,5550	2,2450	2,0750	1,7850	1,4650	1,1000
	$p_1 = 5,5$	4,2125	4,0970	3,9265	3,6845	3,3490	2,9255	2,5845	2,3975	2,0785	1,7262	1,3250
	$p_1 = 6$	4,7000	4,5740	4,3880	4,1240	3,7580	3,2960	2,9240	2,7200	2,3720	1,9880	1,5500
	$p_1 = 7$	5,6750	5,5280	5,3110	5,0030	4,5760	4,0370	3,6030	3,3650	2,9590	2,5110	2,0000
	$p_1 = 8$	6,6500	6,4820	6,2340	5,8820	5,3940	4,7780	4,2820	4,0100	3,5460	3,0310	2,4500
	$p_1 = 10$	8,6000	8,3900	8,0800	7,6400	7,0300	6,2500	5,6400	5,3000	4,7200	4,0800	3,3500

bei einer gewissen Umgangszahl in Anwendung zu bringen ist. Man ermittle zu diesem Zwecke das Product Ons und suche in Tab. II den zu N gehörigen Werth von M , berechne $\frac{M}{Ons}$ und suche die sich ergebende Zahl in der Tab. III od. III', u. z. in der Verticalspalte des betreffenden Werthes von $\frac{s_1}{s}$, so findet man am Anfang der Horizontalreihe den gesuchten Werth von p_1 .

Füllungsgrad $\frac{s_1}{s}$.

2. Es kann auch die Frage gestellt werden, welche Admissionspannung p_1 man einer Maschine von gegebenen Dimensionen geben soll, wenn diese bei einem bestimmten Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ und bei einer bestimmten Umgangszahl n einen bestimmten Nutzeffect N leisten soll. Man ermittle Ons und

Numerische Beispiele.

Beispiel 1. (zu β).

Es ist eine Condensations-Dampfmaschine von $N = 80$ Pferdestärken und $n = 30$ Umgängen per Minute zu berechnen.

Die zugehörigen Kessel sollen auf 2 Atmosphären (p) effective Dampfspannung geprüft werden.

Nach Erklärung 2 ist die anzunehmende Admissionspannung

Tab. III'.

Werthe von $P = f p_1 - \alpha$ für Maschinen mit Condensation.

$\alpha = 0,354 \cdot *)$

Füllungs- grad $\frac{s_1}{s} =$													
<div>0,912 0,8 0,7 0,6 0,5 0,4 0,33 0,3 0,25 0,2 0,15 0,1</div>													
Expans.- Coeff. $f =$													
<div>0,975 0,954 0,923 0,879 0,818 0,741 0,679 0,64 0,587 0,523 0,450 0,368</div>													
Absol. Admissionspannung p_1 in Atmosphären	$p_1 = 2$	1,5960	1,5540	1,4920	1,4040	1,2820	1,1280	1,0040	0,9360	0,8200	0,7920	0,5460	0,3820
	$p_1 = 2,25$	1,8397	1,7925	1,7227	1,6237	1,4865	1,3132	1,1737	1,0972	0,9667	0,8227	0,6585	0,4740
	$p_1 = 2,5$	2,0835	2,0310	1,9535	1,8435	1,6910	1,4985	1,3435	1,2585	1,1135	0,9535	0,7710	0,5660
	$p_1 = 2,75$	2,3272	2,2695	2,1842	2,0532	1,8955	1,6837	1,5132	1,4197	1,2602	1,0842	0,8835	0,6580
	$p_1 = 3$	2,5710	2,5080	2,4150	2,2830	2,1000	1,8690	1,6830	1,5810	1,4070	1,2150	0,9960	0,7500
	$p_1 = 3,25$	2,8147	2,7465	2,6457	2,5027	2,3045	2,0542	1,8527	1,7422	1,5537	1,3457	1,1085	0,8420
	$p_1 = 3,5$	3,0585	2,9850	2,8765	2,7225	2,5090	2,2395	2,0225	1,9035	1,7005	1,4765	1,2210	0,9340
	$p_1 = 3,75$	3,3022	3,2235	3,1072	2,9422	2,7135	2,4247	2,1922	2,0647	1,8472	1,6072	1,3335	1,0260
	$p_1 = 4$	3,5460	3,4620	3,3380	3,1620	2,9180	2,6100	2,3620	2,2260	1,9940	1,7380	1,4460	1,1180
	$p_1 = 4,5$	4,0335	3,9390	3,7995	3,6015	3,3270	2,9805	2,7015	2,5485	2,2875	1,9995	1,6710	1,3020
	$p_1 = 5$	4,5210	4,4160	4,2610	4,0410	3,7360	3,3510	3,0410	2,8710	2,5810	2,2610	1,8960	1,4860
	$p_1 = 5,5$	5,0085	4,8930	4,7225	4,4805	4,1450	3,7215	3,3805	3,1935	2,8745	2,5225	2,1210	1,6700
	$p_1 = 6$	5,4960	5,3700	5,1840	4,9200	4,5540	4,0920	3,7200	3,5160	3,1680	2,7840	2,3460	1,8540
	$p_1 = 7$	6,4710	6,3240	6,1070	5,7990	5,3720	4,8330	4,3990	4,1610	3,7550	3,3070	2,7960	2,2220
	$p_1 = 8$	7,4460	7,2780	7,0300	6,6780	6,1900	5,5740	5,0780	4,8060	4,3420	3,8300	3,2460	2,5900
	$p_1 = 10$	9,3960	9,1860	8,8760	8,4360	7,8260	7,0560	6,4360	6,0960	5,5160	4,8760	4,1460	3,3260

*) Giltig, so lange die Satzshöhe h der Kaltwasserpumpe die Grösse von 10 Met. nicht sehr übersteigt; wäre dies der Fall, so hätte man $\alpha = 0,334 + 0,002 h$ zu setzen.

*) Giltig, so lange die Satzshöhe h der Kaltwasserpumpe die Grösse von 10 Met. nicht sehr übersteigt; wäre dies der Fall, so hätte man $\alpha = 0,334 + 0,002 h$ zu setzen.

Tab. IV.

Werthe von F für Maschinen ohne Condensation zur Ermittlung von $S_1 = Ons \cdot F$.

Füllungs- grad $\frac{s_1}{s} =$		0,912	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,33	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1
Absol. Admissionspannung p_1 in Atmosphären.	$p_1 = 2$	0,03335	0,02917	0,02543	0,02170	0,01797	0,01423	0,01174	0,01050	0,00864	0,00677	0,00490	0,00303
	$p_1 = 2,25$	0,03756	0,03289	0,02872	0,02455	0,02038	0,01621	0,01343	0,01204	0,00996	0,00788	0,00579	0,00370
	$p_1 = 2,5$	0,04177	0,03661	0,03200	0,02740	0,02279	0,01819	0,01512	0,01358	0,01128	0,00898	0,00668	0,00437
	$p_1 = 2,75$	0,04592	0,04028	0,03524	0,03021	0,02517	0,02014	0,01678	0,01510	0,01259	0,01007	0,00755	0,00503
	$p_1 = 3$	0,05006	0,04394	0,03848	0,03301	0,02755	0,02209	0,01844	0,01662	0,01389	0,01116	0,00842	0,00569
	$p_1 = 3,25$	0,05417	0,04757	0,04168	0,03579	0,02990	0,02401	0,02008	0,01812	0,01518	0,01223	0,00929	0,00634
	$p_1 = 3,5$	0,05827	0,05119	0,04488	0,03856	0,03225	0,02593	0,02172	0,01962	0,01646	0,01330	0,01015	0,00699
	$p_1 = 3,75$	0,06238	0,05478	0,04805	0,04131	0,03458	0,02784	0,02334	0,02110	0,01774	0,01437	0,01100	0,00763
	$p_1 = 4$	0,06639	0,05837	0,05122	0,04406	0,03690	0,02974	0,02496	0,02258	0,01901	0,01543	0,01185	0,00827
	$p_1 = 4,5$	0,07442	0,06547	0,05748	0,04949	0,04150	0,03351	0,02817	0,02552	0,02152	0,01753	0,01353	0,00954
	$p_1 = 5$	0,08244	0,07256	0,06373	0,05491	0,04609	0,03727	0,03138	0,02845	0,02403	0,01962	0,01521	0,01080
	$p_1 = 5,5$	0,09036	0,07955	0,06991	0,06026	0,05062	0,04098	0,03455	0,03134	0,02652	0,02169	0,01687	0,01205
$p_1 = 6$	0,09827	0,08654	0,07608	0,06561	0,05515	0,04469	0,03771	0,03422	0,02900	0,02376	0,01852	0,01330	
$p_1 = 7$	0,11378	0,10025	0,08818	0,07610	0,06403	0,05195	0,04391	0,03978	0,03384	0,02780	0,02176	0,01573	
$p_1 = 8$	0,12928	0,11396	0,10027	0,08659	0,07290	0,05921	0,05010	0,04533	0,03868	0,03184	0,02500	0,01816	
$p_1 = 10$	0,16178	0,14091	0,12406	0,10721	0,09026	0,07350	0,06226	0,05665	0,04823	0,03980	0,03138	0,02295	

Tab. IV'.

Werthe von F für Maschinen mit Condens. zur Ermittlung von $S_1 = Ons F$.

Füllungs- grad $\frac{s_1}{s} =$		0,912	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,33	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1
Absol. Admissionsspannung p_1 in Atmosphären	$p_1 = 2$	0,03545	0,03127	0,02754	0,02380	0,02007	0,01634	0,01383	0,01260	0,01073	0,00887	0,00699	0,00513
	$p_1 = 2,25$	0,03965	0,03498	0,03081	0,02664	0,02247	0,01830	0,01551	0,01413	0,01204	0,00996	0,00787	0,00579
	$p_1 = 2,5$	0,04384	0,03868	0,03408	0,02947	0,02487	0,02026	0,01719	0,01566	0,01335	0,01105	0,00875	0,00645
	$p_1 = 2,75$	0,04798	0,04233	0,03730	0,03226	0,02723	0,02220	0,01884	0,01716	0,01464	0,01213	0,00961	0,00709
	$p_1 = 3$	0,05211	0,04598	0,04052	0,03505	0,02959	0,02413	0,02048	0,01866	0,01593	0,01320	0,01046	0,00773
	$p_1 = 3,25$	0,05621	0,04960	0,04372	0,03782	0,03194	0,02605	0,02212	0,02016	0,01721	0,01427	0,01123	0,00838
	$p_1 = 3,5$	0,06030	0,05322	0,04691	0,04059	0,03428	0,02796	0,02376	0,02165	0,01849	0,01533	0,01199	0,00902
	$p_1 = 3,75$	0,06435	0,05680	0,05007	0,04333	0,03660	0,02986	0,02537	0,02312	0,01975	0,01639	0,01293	0,00965
	$p_1 = 4$	0,06840	0,06038	0,05323	0,04607	0,03891	0,03175	0,02698	0,02459	0,02101	0,01744	0,01386	0,01028
	$p_1 = 4,5$	0,07642	0,06742	0,05947	0,05149	0,04350	0,03551	0,03017	0,02752	0,02352	0,01953	0,01553	0,01154
	$p_1 = 5$	0,08443	0,07455	0,06572	0,05690	0,04808	0,03926	0,03336	0,03044	0,02602	0,02161	0,01720	0,01279
	$p_1 = 5,5$	0,09233	0,08152	0,07188	0,06223	0,05259	0,04295	0,03651	0,03331	0,02848	0,02366	0,01884	0,01402
	$p_1 = 6$	0,10022	0,08849	0,07803	0,06756	0,05710	0,04664	0,03966	0,03617	0,03094	0,02571	0,02047	0,01525
	$p_1 = 7$	0,11572	0,10219	0,09012	0,07804	0,06597	0,05389	0,04585	0,04162	0,03578	0,02974	0,02370	0,01767
	$p_1 = 8$	0,13121	0,11589	0,10220	0,08852	0,07483	0,06114	0,05203	0,04706	0,04061	0,03377	0,02693	0,02009
	$p_1 = 10$	0,16168	0,14281	0,12596	0,10911	0,09226	0,07540	0,06454	0,05855	0,05013	0,04170	0,03328	0,02485

Tab. V.

Werthe von G für Maschinen ohne Condensation zur Ermittlung von $S_2 = GD$.

Füllungs- grad $\frac{s_1}{s} =$		0,912	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,33	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1
Absol. Admissionsspannung p_1 in Atmosphären.	$p_1 = 2$	0,1208	0,1177	0,1132	0,1062	0,0959	0,0809	0,0665	0,0571	0,0357	.	.	.
	$p_1 = 2,25$	0,1370	0,1360	0,1294	0,1196	0,1128	0,0987	0,0857	0,0775	0,0616	.	.	.
	$p_1 = 2,5$	0,1515	0,1485	0,1439	0,1372	0,1274	0,1136	0,1013	0,0937	0,0794	0,0597	.	.
	$p_1 = 2,75$	0,1648	0,1616	0,1571	0,1503	0,1405	0,1268	0,1147	0,1075	0,0939	0,0762	.	.
	$p_1 = 3$	0,1770	0,1738	0,1692	0,1624	0,1525	0,1389	0,1268	0,1197	0,1065	0,0887	0,0655	.
	$p_1 = 3,25$	0,1884	0,1852	0,1805	0,1736	0,1634	0,1498	0,1377	0,1307	0,1177	0,1014	0,0789	.
	$p_1 = 3,5$	0,1992	0,1960	0,1913	0,1842	0,1739	0,1601	0,1480	0,1408	0,1280	0,1120	0,0903	0,0568
	$p_1 = 3,75$	0,2094	0,2062	0,2013	0,1942	0,1838	0,1697	0,1576	0,1503	0,1374	0,1215	0,1005	0,0693
	$p_1 = 4$	0,2192	0,2158	0,2109	0,2036	0,1931	0,1789	0,1665	0,1594	0,1463	0,1305	0,1096	0,0799
	$p_1 = 4,5$	0,2375	0,2341	0,2288	0,2214	0,2105	0,1958	0,1831	0,1759	0,1628	0,1467	0,1260	0,0977
	$p_1 = 5$	0,2545	0,2510	0,2436	0,2378	0,2265	0,2114	0,1984	0,1910	0,1775	0,1612	0,1405	0,1127
	$p_1 = 5,5$	0,2705	0,2667	0,2612	0,2531	0,2415	0,2260	0,2126	0,2050	0,1911	0,1746	0,1537	0,1259
	$p_1 = 6$	0,2856	0,2817	0,2760	0,2676	0,2556	0,2396	0,2259	0,2180	0,2039	0,1870	0,1657	0,1380
	$p_1 = 7$	0,3135	0,3094	0,3033	0,2944	0,2818	0,2648	0,2503	0,2420	0,2272	0,2096	0,1875	0,1591
	$p_1 = 8$	0,3390	0,3348	0,3284	0,3191	0,3056	0,2887	0,2726	0,2639	0,2484	0,2301	0,2071	0,1779
	$p_1 = 10$	0,3852	0,3806	0,3735	0,3633	0,3486	0,3288	0,3124	0,3030	0,2861	0,2662	0,2415	0,2104

$$p_1 \leq \frac{3}{4} (p + 1) = \frac{3}{4} 3 = 2\frac{1}{4},$$

wofür wir $p_1 = 2$ Atm. annehmen.

Die Tab. I gibt für diesen Fall, wenn das Brennmaterial nicht sonderlich theuer ist, den günstigsten Füllungsgrad $\frac{s_1}{s} = 0,33$ bis 0,3, wir wollen bei $\frac{s_1}{s} = 0,33$ bleiben.

Hiemit sind die Grössen gegeben:

$$N = 80$$

$$n = 30$$

$$p_1 = 2$$

$$\frac{s_1}{s} = 0,33.$$

Die Tab. II gibt für $N = 80$ den Werth von $M = 19,62$ und den Normalwerth $ns = 50$ Met.; desgleichen gehört in

Tab. III' zu $p_1 = 2$ u. $\frac{s_1}{s} = 0,33$, der Werth von $P = 1,0040$.

Somit ist das Product

$$Ons = \frac{M}{P} = 19,542.$$

Versuchen wir es mit dem obigen Normalwerthe $ns = 50$ Meter, so erhalten wir

$$O = \frac{Ons}{ns} = \frac{19,542}{50} = 0,3908 \text{ m},$$

dann ist gemäss Erklärung 3, wenn die Maschine liegend eingerichtet wird, und die Kolbenstange beiderseits durchgeht:

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1,02 O = 0,3986 \text{ m}.$$

Hiezu bestimmt sich der Kolbendurchmesser nach T. VI:

$$D = 0,7125 \text{ Meter} = 71\frac{1}{4} \text{ cm}.$$

Tab. V'.

Werthe von G für Maschinen mit Condensation zur Ermittlung von $S_2 = GD$.

Füllungs- $\frac{s_1}{s}$ = grad		0,912	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,33	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1
Absol. Admissionspannung p_1 in Atmosphären	$p_1 = 2$	0,1733	0,1712	0,1681	0,1634	0,1571	0,1483	0,1410	0,1367	0,1293	0,1205	0,1096	0,0959
	$p_1 = 2,25$	0,1850	0,1828	0,1785	0,1746	0,1678	0,1586	0,1509	0,1466	0,1388	0,1294	0,1180	0,1038
	$p_1 = 2,5$	0,1960	0,1936	0,1903	0,1852	0,1779	0,1685	0,1603	0,1558	0,1475	0,1379	0,1260	0,1111
	$p_1 = 2,75$	0,2064	0,2039	0,1901	0,1946	0,1847	0,1777	0,1691	0,1644	0,1559	0,1458	0,1333	0,1180
	$p_1 = 3$	0,2162	0,2136	0,2099	0,2041	0,1966	0,1863	0,1775	0,1725	0,1637	0,1533	0,1405	0,1246
	$p_1 = 3,25$	0,2257	0,2231	0,2192	0,2135	0,2054	0,1947	0,1856	0,1805	0,1712	0,1603	0,1472	0,1307
	$p_1 = 3,5$	0,2348	0,2322	0,2280	0,2222	0,2138	0,2026	0,1933	0,1878	0,1786	0,1673	0,1537	0,1367
	$p_1 = 3,75$	0,2436	0,2407	0,2366	0,2306	0,2218	0,2103	0,2006	0,1952	0,1853	0,1738	0,1598	0,1423
	$p_1 = 4$	0,2520	0,2491	0,2448	0,2385	0,2297	0,2179	0,2078	0,2021	0,1921	0,1802	0,1657	0,1477
	$p_1 = 4,5$	0,2680	0,2650	0,2604	0,2538	0,2385	0,2319	0,2214	0,2153	0,2048	0,1922	0,1770	0,1581
	$p_1 = 5$	0,2833	0,2800	0,2722	0,2683	0,1584	0,2453	0,2341	0,2278	0,2167	0,2036	0,1875	0,1678
	$p_1 = 5,5$	0,2979	0,2943	0,2892	0,2821	0,2716	0,2579	0,2463	0,2397	0,2279	0,2143	0,1975	0,1770
	$p_1 = 6$	0,3114	0,3079	0,3027	0,2951	0,2843	0,2700	0,2578	0,2510	0,2388	0,2245	0,2067	0,1856
$p_1 = 7$	0,3372	0,3334	0,3278	0,3196	0,3080	0,2925	0,2795	0,2721	0,2590	0,2437	0,2250	0,2018	
$p_1 = 8$	0,3612	0,3726	0,3511	0,3424	0,3299	0,3135	0,2996	0,2917	0,1777	0,2615	0,2415	0,2170	
$p_1 = 10$	0,4048	0,4004	0,3937	0,3839	0,3700	0,3518	0,3363	0,3275	0,3119	0,2938	0,2717	0,2444	

Der Kolbenhub wäre bei den vorgeschriebenen $n = 30$ Umgängen

$$s = \frac{ns}{n} = \frac{50}{30} = 1,66 \text{ Meter,}$$

nicht viel von $2D$ verschieden, könnte demnach beibehalten werden.

Zur Ermittlung zunächst des nutzbaren Dampfverbrauches S_1 haben wir bereits

$$Ons = 19,542$$

berechnet und finden in Tab. IV' zu $p_1 = 2$ und $\frac{s_1}{s} = 0,33$ gehörig

$$F = 0,01383,$$

hiemit ist

$$S_1 = Ons \cdot F = 19,542 \cdot 0,01383 = 0,270 \text{ Kil.}$$

Für den Dampfverlust S_2 ist aus Tab. V' zu $p_1 = 2$ und $\frac{s_1}{s} = 0,33$ gehörig

$$G = 0,1410,$$

daher ist

$$S_2 = GD = 0,1410 \cdot 0,7125 = 0,100 \text{ Kil.}$$

Mithin ist der gesammte Dampfverbrauch

$$S = S_1 + S_2 = 0,370 \text{ Kil. pr. 1 Sekunde.}$$

Beispiel 2 (zu β und γ).

Es soll eine Hochdruck-Dampfmaschine ohne Condensation für einen sehr variablen Nutzwiderstand berechnet — also mit variabler Expansion versehen werden, so zwar, dass ihre Maximalleistung — wenn sie ohne Expansion als Volldruckmaschine arbeitet — 80 Pferdestärken beträgt; die Maschine darf etwa 40 Umgänge in der Minute machen und die effective Kesselspannung 4,5 Atm. betragen.

Zunächst ist (nach Erklärung 2):

$$p_1 < \frac{3}{4} (p_1 + 1) = \frac{3}{4} 5,5 = 4,1,$$

wir nehmen

$$p_1 = 4 \text{ Atm.}$$

Für eine Volldruckmaschine ist (nach Erklärung 1)

$$\frac{s_1}{s} = 0,912,$$

VI. Tabelle für $\frac{D^2\pi}{4}$

D	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	0079	0080	0082	0083	0085	0087	0088	0090	0092	0093
11	0095	0097	0099	0100	0102	0104	0106	0108	0109	0111
12	0113	0115	0117	0119	0121	0123	0125	0127	0129	0131
13	0133	0135	0137	0139	0141	0143	0145	0147	0150	0152
14	0154	0156	0158	0161	0163	0165	0167	0170	0172	0174
15	0177	0179	0181	0184	0186	0189	0191	0194	0196	0199
16	0201	0204	0206	0209	0211	0214	0216	0219	0222	0224
17	0227	0230	0232	0235	0238	0241	0243	0246	0249	0252
18	0254	0257	0260	0263	0266	0269	0272	0275	0278	0281
19	0284	0287	0290	0293	0296	0299	0302	0305	0308	0311
20	0314	0317	0320	0324	0327	0330	0333	0336	0340	0343
21	0346	0350	0353	0356	0360	0363	0366	0370	0373	0377
22	0380	0384	0387	0391	0394	0398	0401	0405	0408	0412
23	0415	0419	0423	0426	0430	0434	0437	0441	0445	0449
24	0452	0456	0460	0464	0468	0471	0475	0479	0483	0487
25	0491	0495	0499	0503	0507	0511	0515	0519	0523	0527
26	0531	0535	0539	0543	0547	0552	0556	0560	0564	0568
27	0573	0577	0581	0585	0590	0594	0598	0603	0607	0611
28	0616	0620	0625	0629	0633	0638	0642	0647	0651	0656
29	0661	0665	0670	0674	0679	0683	0688	0693	0697	0702
30	0707	0712	0716	0721	0726	0731	0735	0740	0745	0750
31	0755	0760	0765	0769	0774	0779	0784	0789	0794	0799
32	0804	0809	0814	0819	0824	0830	0835	0840	0845	0850
33	0855	0860	0866	0871	0876	0881	0887	0892	0897	0903
34	0908	0913	0919	0924	0929	0935	0940	0946	0951	0957
35	0962	0968	0973	0979	0984	0990	0995	1000	1007	1012
36	1018	1024	1029	1035	1041	1046	1052	1058	1064	1069
37	1075	1081	1087	1093	1099	1104	1110	1116	1122	1128
38	1134	1140	1146	1152	1158	1164	1170	1176	1182	1189
39	1195	1201	1207	1213	1219	1225	1232	1238	1244	1250
40	1257	1263	1269	1276	1282	1288	1295	1301	1307	1314

Fortsetzung der Tabelle VI.

D	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
41	1320	1327	1333	1340	1346	1353	1359	1366	1372	1379
42	1385	1392	1399	1405	1412	1419	1425	1432	1439	1445
43	1452	1459	1466	1473	1479	1486	1493	1500	1507	1514
44	1521	1527	1534	1541	1548	1555	1562	1569	1576	1583
45	1590	1598	1605	1612	1619	1626	1633	1640	1647	1655
46	1662	1669	1676	1684	1691	1698	1706	1713	1720	1728
47	1735	1742	1750	1757	1765	1772	1780	1787	1795	1802
48	1810	1817	1825	1832	1840	1847	1855	1863	1870	1878
49	1886	1893	1901	1909	1917	1924	1932	1940	1948	1956
50	1964	1971	1979	1987	1995	2003	2011	2019	2027	2035
51	2043	2051	2059	2067	2075	2083	2091	2099	2107	2116
52	2124	2132	2140	2148	2157	2165	2173	2181	2190	2198
53	2206	2215	2223	2231	2240	2248	2256	2265	2273	2282
54	2290	2299	2307	2316	2324	2332	2341	2350	2359	2367
55	2376	2384	2393	2402	2411	2419	2428	2437	2445	2454
56	2463	2472	2481	2489	2498	2507	2516	2525	2534	2543
57	2552	2561	2570	2579	2588	2597	2606	2615	2624	2633
58	2642	2651	2660	2669	2679	2688	2697	2706	2715	2725
59	2734	2743	2753	2762	2771	2781	2790	2799	2809	2818
60	2827	2837	2846	2856	2865	2875	2884	2894	2903	2913
61	2922	2932	2942	2951	2961	2971	2980	2990	3000	3009
62	3019	3029	3039	3048	3058	3068	3078	3088	3098	3107
63	3117	3127	3137	3147	3157	3167	3177	3187	3197	3207
64	3217	3227	3237	3247	3257	3267	3278	3288	3298	3308
65	3318	3329	3339	3349	3359	3370	3380	3390	3400	3411
66	3421	3432	3442	3452	3463	3473	3484	3494	3505	3515
67	3526	3536	3547	3557	3568	3578	3589	3600	3610	3621
68	3632	3642	3653	3664	3675	3685	3696	3707	3718	3728
69	3739	3750	3761	3772	3783	3794	3805	3816	3827	3837
70	3848	3859	3870	3882	3893	3904	3915	3926	3937	3948

D	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
71	3959	3970	3982	3993	4004	4015	4046	4088	4049	4060
72	3072	4083	4094	4106	4117	4128	4140	4151	4162	4174
73	4185	4197	4208	4220	4231	4243	4254	4266	4278	4289
74	4301	4312	4324	4336	4347	4359	4371	4383	4394	4406
75	4418	4430	4441	4453	4465	4477	4489	4501	4513	4525
76	4536	4548	4560	4572	4584	4596	4608	4620	4632	4645
77	4657	4669	4681	4693	4705	4717	4729	4742	4754	4766
78	4778	4791	4803	4815	4828	4840	4852	4865	4877	4889
79	4902	4914	4927	4939	4951	4964	4976	4989	5001	5014
80	5027	5039	5052	5064	5077	5090	5102	5115	5128	5140
81	5153	5166	5178	5291	5204	5217	5230	5242	5255	5268
82	5281	5294	5307	5320	5333	5346	5359	5372	5385	5398
83	5411	5424	5437	5450	5463	5476	5489	5502	5515	5529
84	5542	5555	5568	5581	5595	5608	5621	5635	5648	5661
85	5675	5688	5701	5715	5728	5741	5755	5768	5782	5796
86	5809	5822	5836	5849	5863	5877	5890	5904	5917	5931
87	5945	5958	5972	5986	5999	6013	6027	6041	6055	6068
88	6082	6096	6110	6124	6138	6151	6165	6179	6193	6207
89	6221	6235	6249	6263	6277	6291	6305	6319	6333	6348
90	6362	6376	6390	6404	6418	6433	6447	6461	6475	6490
91	6504	6518	6533	6547	6561	6576	6590	6604	6619	6633
92	6648	6662	6677	6691	6706	6720	6735	6749	6764	6778
93	6793	6808	6822	6837	6851	6866	6881	6896	6910	6925
94	6940	6955	6969	6984	6999	7014	7029	7044	7058	7073
95	7088	7103	7118	7133	7148	7163	7178	7193	7208	7223
96	7238	7253	7268	7284	7299	7314	7329	7344	7359	7375
97	7390	7405	7420	7436	7451	7466	7482	7497	7512	7528
98	7543	7558	7574	7589	7605	7620	7636	7651	7667	7682
99	7698	7713	7729	7744	7760	7776	7791	7807	7822	7838
1,0	7854	8012	8171	8332	8495	8659	8825	8992	9161	9331
1,1	9503	9677	9852							

für $N = 80$ gibt Tab. II

$$M = 19,62$$

und normal

$$ns = 50 \text{ Meter.}$$

Zu $p_1 = 4$ und $\frac{s_1}{s} = 0,912$ gehört in Tab. II der Werth

$$P = 2,7500,$$

hiemit ist

$$Ons = \frac{M}{P} = 7,1346,$$

sofort

$$O = \frac{Ons}{ns} = \frac{7,1346}{50} = 0,1427.$$

Nach Erklärung 3 hat man ferner, wenn die Kolbenstange beiderseits durchgehen soll:

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1,03 O = 0,1470 \text{ m}^3,$$

hiez

$$D = 0,433 \text{ Met.}$$

Zur Bestimmung des Kolbenhubs versuchen wir den Normalwerth $ns = 50$; für $n = 40$ erhalte man

$$s = \frac{ns}{n} = \frac{50}{40} = 1,25 \text{ Meter,}$$

dies ist nahe $= 3 D$ und bietet ein ungünstiges Verhältniss. Wäre die Umgangszahl $n = 50$ gestattet, so erhalte man:

$$s = \frac{ns}{n} = \frac{50}{50} = 1 \text{ Meter,}$$

dann wäre $s = 2,3 D$ ein noch gut zulässiges Verhältniss; ist aber die Umgangszahl $n = 40$ streng vorgeschrieben, so muss man von dem Normalwerthe $ns = 30c = 50$ abgehen und sich mit einer kleineren Kolbengeschwindigkeit begnügen, und etwa $ns = 44$ annehmen, dann bestimmt sich der Kolbendurchmesser wie folgt. Es ist wie früher:

$$O = \frac{Ons}{ns} = \frac{7,1346}{44} = 0,1622,$$

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1,03 O = 0,1670,$$

hiez

$$D = 0,461 \text{ Meter.}$$

Der Kolbenhub

$$s = \frac{ns}{n} = \frac{44}{40} = 1,1 \text{ Meter,}$$

diess ist nicht viel über $2 D$ und könnte beibehalten werden.

Der nutzbare Dampfverbrauch S_1 wird bei der eben berechneten Maschine gleich gross sein, ob sie mit $D = 0,433 \text{ Met.}$

$s = 1$ Met. und $n = 50$, oder aber mit $D = 0,461$, $s = 1,1$ Meter und $n = 40$ ausgeführt wird, denn das Product Ons behält den gleichen Werth 7,1346 und es ist

$$S_1 = Ons F,$$

wobei aus Tab. IV für $p_1 = 4$ und $\frac{s_1}{s} = 0,912$ der Werth

$$F = 0,06639,$$

somit

$$S_1 = 7,1346 \cdot 0,06639 = 0,474 \text{ Kil.};$$

für den Dampfverlust hat man aus Tab. V zu $p_1 = 4$ und

$$\frac{s_1}{s} = 0,912 \text{ gehörig}$$

$$G = 0,2192,$$

mithin für den ersten Fall ($D = 0,433$ Met.)

$$S_2 = GD = 0,095 \text{ Kil.},$$

somit

$$S = S_1 + S_2 = 0,569 \text{ Kil. pr. Sec.};$$

hingegen ist für den zweiten Fall ($D = 0,461$) zwar wieder

$$G = 0,2192,$$

dann aber

$$S_2 = GD = 0,101 \text{ Kil.},$$

somit

$$S = S_1 + S_2 = 0,575 \text{ Kil. pr. 1 Sec.}$$

Wie gross wird die Leistung der eben berechneten Maschine und wie gross der Dampfverbrauch sein, wenn sie mit 3facher Expansion ($\frac{s_1}{s} = 0,33$) arbeitet?

Der Regel γ) gemäss haben wir zuvörderst das Product

$$Ons = 7,1346,$$

dann ist aus Tab. III dem $p_1 = 4$ und $\frac{s_1}{s} = 0,33$ entsprechend:

$$P = 1,5660,$$

somit

$$Ons \cdot P = 11,173.$$

Sucht man diese Zahl in der Spalte M der Tab. II, so findet man die zugehörige Pferdestärke N zwischen 42 u. 43 liegend, u. z. ist interpolirt $N = 42,75$ Pferdestärken.

Für den nutzbaren Dampfverbrauch S_1 hat man aus Tabelle IV zu $p_1 = 4$ und $\frac{s_1}{s} = 0,33$ gehörig,

$$F = 0,02496,$$

hiemit

$$S_1 = Ons \cdot F = 7,1346 \cdot 0,02496 = 0,178 \text{ Kil.}$$

Für den Dampfverlust S_2 ist aus Tab. V zu $p_1 = 4$ und $\frac{s_1}{s} = 0,33$ gehörig:

$$G = 0,1665,$$

demnach im ersteren Falle ($D = 0,433$ Met.)

$$S_2 = GD = 0,072 \text{ Kil.},$$

und im andern Falle ($D = 0,461$ Met.)

$$S_2 = GD = 0,077 \text{ Kil.}$$

Beispiel 3 (zu γ).

Es ist der Nutzeffect einer vorhandenen Dampfmaschine zu ermitteln; dieselbe hat einen Kolbendurchmesser $D = 0,42$ Meter, einen Hub $s = 1,1$ Met., macht in der Minute $n = 45$ Umgänge und arbeitet mit 2facher Expansion ($\frac{s_1}{s} = 0,5$) und ohne Condensation.

Die absolute Admissionsspannung wird auf $p_1 = 3,5$ Atm. geschätzt; die beiderseits durchgehende Kolbenstange hat eine Stärke $d = 7^{\text{cm}} = 0,07$ Meter.

Zunächst ist

$$\frac{D^2\pi}{4} = 0,1385 \text{ Met.}$$

$$\frac{d^2\pi}{4} = 0,0038 \quad "$$

hiemit

$$O = \frac{D^2\pi}{4} - \frac{d^2\pi}{4} = 0,1347 \text{ Met.},$$

dann hat man nach Regel γ :

$$Ons = 0,1347 \cdot 45 \cdot 1,1 = 6,6676;$$

zu $p_1 = 3,5$ und $\frac{s_1}{s} = 0,5$ findet man in Tab. III

$$P = 1,7130,$$

hiemit ist

$$Ons \cdot P = 11,42.$$

Sucht man diese Zahl in der Spalte M der Tab. II, so findet man sie nahe bei $N = 44$ Pferdestärken, welche Grösse als Nutzeffect der Maschine anzusehen ist.

Beispiel 4 (zu δ_1).

Bei der im Beispiele 3 eben berechneten Dampfmaschine ist der Expansionsgrad, resp. Füllungsgrad, so fixirt, dass die Maschine bei gleichbleibender Spannung $p_1 = 3,5$ und Umgangszahl $n = 45$ eine Leistung $N = 30$ Pferdestärken entwickelt. Welcher Füllungsgrad ist in Anwendung zu bringen? Man hat

$$Ons = 6,6676$$

und zu $N = 30$ gehörig aus Tab. II:

$$M = 8,179,$$

mithin

$$\frac{M}{Ons} = 1,227.$$

In der horizont. Zeile $p_1 = 3,5$ der Tab. III findet man jener Zahl sehr nahe: 1,2265 und obenan den gesuchten Füllungsgrad

$$\frac{s_1}{s} = 0,33$$

Beispiel 5 (zu δ_1).

Wenn bei derselben Maschine der Expansionsgrad $\frac{s_1}{s} = 0,33$ fixirt ist, wie stark muss man die Spannung steigern, damit sie bei unveränderter Umgangszahl $n = 45$ eine Leistung $N = 40$ Pferdestärken gibt?

Man hat wieder

$$Ons = 6,6676,$$

und aus Tab. II zu $N = 40$ gehörig:

$$M = 10,538,$$

hiemit

$$\frac{M}{Ons} = 1,5805.$$

Sucht man diese Zahl in der Verticalspalte $\frac{s_1}{s} = 0,33$ auf Taf. III, so findet man sie ziemlich nahe derjenigen Zahl (1,5660), welche der horiz. Zeile $p_1 = 4$ angehört.

Dies ist die Grösse der zu obigem Zwecke erforderlichen absoluten Admissionsspannung.

(Schluss folgt.)

Ueber eine Küsten-Versicherungs-Arbeit in der Nähe der Salpetersiederei bei Algier,

ausgeführt von

Hardy, Strassen- und Brücken-Ingenieur.

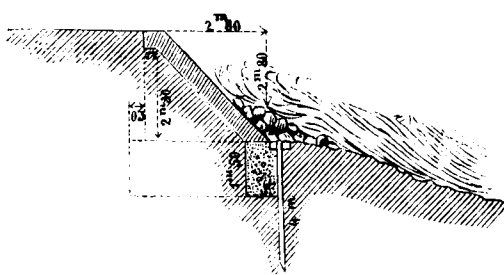
Zur Versicherung des Gestades bei Algier, vor einer wichtigen Strasse, die sich zwischen dem Meere und einem Domänengebäude, der Salpetersiederei, hinzieht, wurde ein System zur Anwendung gebracht, dessen Beschreibung sich, unseres Wissens nach, noch in keinem Werke befindet und nicht ohne Interesse sein dürfte.

Man weiss, dass Futtermauern mit geneigten Seitenwänden als Dammversicherung den Vortheil haben, dass sie die Unterwühlungen an der Sohle weniger herausfordern als verticale Mauern.

Wenn dagegen diese letzteren hinreichende Dimensionen haben, um dem Drucke der Erde zu widerstehen, so bieten sie mehr Standhaftigkeit als die Ersteren, welche sich verschieben, wenn die Masse, gegen die sie sich stützen, entweder durch Zusammensetzung oder durch Zerfressung, ihnen fehlt. Letztere Wirkung war an erwähntem Orte besonders zu befürchten, da die Wogen öfters bis auf die Strasse geworfen werden. Weil anderseits wieder die Construction, wegen zu grosser Auslagen nicht auf den Felsen gegründet werden konnte, so war die Bürgschaft gegen Unterwühlung nicht zu vernachlässigen. Eine Mauer, die nach der Seeseite von einer unter 45° geneigten Linie, nach der Landseite von einer Verticalen begrenzt wäre, würde somit die Vortheile beider Systeme vereint enthalten, hätte aber bedeutende Kosten verursacht.

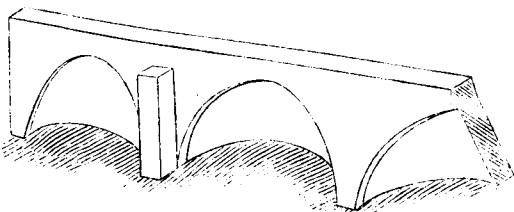
Es wurden daher die Vortheile der Form ohne die Unannehmlichkeiten der Masse zu erreichen getrachtet, indem man die Mauer nach einer Reihe von Gewölben aushöhlte und ihr dadurch all das wegnahm, was zur Stabilität nicht unerlässlich war. Man liess so vor den Höhlungen als Schlussstein die gewöhnlich gegebene Dicke und von jeder Seite in der verticalen Ebene senkrecht auf das See-Ufer eine Mauerdicke, welche hinreichende Widerlager bietet, um die Construction zu halten.

Fig. 1.



Verticaler Schnitt durch eine auf dem See-Ufer senkrechte Ebene.

Fig. 2.



Perspektivische Ansicht des Mauerwerks von der Landseite aus.

Die Betrachtung der Fig. 1 und 2 wird diese Anlage erklärlich machen; man wird eine richtige Vorstellung erhalten, indem man sich nach einer Horizontalen eine Reihe von Gewölben mit vollem Bogen m, n, o denkt, horizontal abgeglichen, wovon man die rechts und links von 2 Ebenen AE und AF gelegenen Theile losgelöst hat, welche Ebenen unter 45° gegen den Horizont geneigt durch die Linie AB gehen; indem man ferner voraussetzt, dass erwähnter Theil, verstanden in dem Winkel von 90° zwischen jenen 2 Ebenen, sich um diese Linie AB wie um ein Charnier dreht, bis die Trace AF der Ebene mit der Horizontalen zusammenfällt. Die Oberfläche des Oberbogens wird alsdann unter 45° gegen den Horizont geneigt und bildet das See-Ufer. Das System ruht auf der Grundmauer durch den Schnitt AF , der Schnitt AE , ganz ähnlich dem früheren, bildet die verticale Gränze.

Um nur so viel Fundament herstellen zu müssen, als nothwendig ist, um die Construction zu stützen, wurde ein Cylinder aus Béton angewendet, welcher als Leitlinie den Schnitt AF hat, der sich aus einer geraden Linie und aus einer Ellipse zusammensetzt, und als Erzeugende eine Verticale von 1^m 50 Höhe. Auf der geraden Linie wurden eine Reihe Pfähle und Spundbohlen geschlagen von 4 Meter Tiefe. Um den Widerstand gegen das Umwerfen durch einen von der See kommenden Angriff zu vermehren, und zugleich um über dem Meere eine Parapetmauer zu ersparen, verlängerte man das Volle der Construction nach der dem Meere entgegengesetzten Seite nach einem Cylinder, ähnlich demjenigen der Gründung, aber mit horizontaler Achse und von 0^m 20 Höhe.

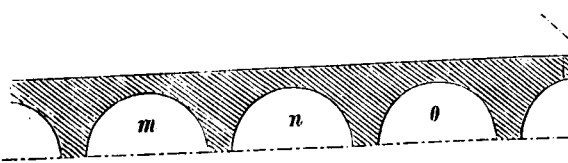
Man hat übrigens das System noch durch Strebepfeiler gestützt, von 0^m 50 Vorsprung und derselben Breite als die Widerlager an der Sohle, und construiert von 2 zu 2 an dem Orte dieser Widerlager.

Die Leitlinie des Cylinders mit verticaler Axe für die Grundmauer und mit horizontaler Achse für die Verlängerung gegen die Erde zu, ist eine Ellipse, deren kleine Halb-Achse der Radius der Gewölbsart im vollen Bogen ist, den wir uns gedreht dachten, und deren grosse Halb-Achse jener Radius multiplicirt mit $\sqrt{2}$ ist (als Hypotenuse eines rechtwinklichten Dreiecks, dessen jeder Schenkel obiger Radius ist).

Das Volle der Construction, abgesehen von der Grundmauer und von der Verlängerung gegen das Erdreich zu, ist gleich dem cubischen Inhalte eines Prisma's, dessen Basis das Dreieck ABC Fig. 1 ist, weniger den Aushöhlungen, begriffen zwischen den Ebenen AE und AF Fig. 4. Um den cubischen Inhalt des Werkes auszudrücken, müssen somit diese Aushöhlungen berechnet werden. Wir glauben letztere Rechnung geben zu müssen, weil sie, als Function des Radius ausgedrückt, zu einem höchst einfachen Resultate führt, und auch zeigt, dass der cubische Inhalt eines Theiles eines Cylinders mit kreisrunder Basis, durch einen von π unabhängigen Ausdruck dargestellt werden kann.

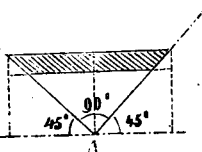
Betrachten wir erst die Hälfte einer solchen Aushöhlung, begriffen zwischen dem geraden Schnitt des Cylinders OAB Fig. 5, der ein Kreis vom Radius R ist und dem Schnitte

Fig. 3.



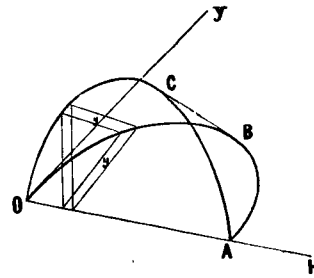
Schnitt des Mauerwerks durch eine unter 45° gegen den Horizont geneigte und durch den Punct A der Fig. 4 gehende Ebene.

Fig. 4.



Verticaler Schnitt des Gewölbes durch eine durch die Axe gehende Ebene.

Fig. 5.



einer der beiden Ebenen AE oder AF , welcher letzterer Schnitt um 45° gegen den geraden geneigt ist. Der Schnitt der Ebene AE oder AF ist, wie wir gesagt haben, eine Ellipse, deren kleine Halb-Achse R und deren grosse Halb-Achse $R\sqrt{2}$ ist; der Schnitt sei OAC . Diese zwei Ebenen OAB und OAC sind unter 45° gegen einander geneigt, daher ist die dritte Coordinate $z=y$, wenn wir die Ebene OAB als Coordinatenebene annehmen. Der cubische Inhalt eines Elementes, dessen Höhe dx ist, wird sein $dv = y \frac{y}{2} dx = \frac{y^2}{2} dx$; der Gesamtinhalt ist dann das Integral dieses Ausdrucks, innerhalb der Grenzen $x=0$ bis $x=2R$

$$V = \int_0^{2R} \frac{y^2}{2} dx.$$

Da nun die Figur OAB ein Kreis ist, so ist $y^2 = 2Rx - x^2$ substituirt:

$$V = \frac{1}{2} \int_0^{2R} (2Rxdx - x^2 dx) = \frac{1}{2} \left[2R \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{3} \right]$$

$$V = \frac{1}{2} \left[4R^3 - \frac{8}{3} R^3 \right] = \frac{2}{3} R^3,$$

folglich der cubische Inhalt der ganzen Aushöhlung als das doppelte gleich

$$\frac{4}{3} R^3.$$

Die eben beschriebene Versicherungs-Art hat schon die Probe von drei Wintern ausgehalten und hat sich im besten Zustande erhalten. Die einzige Zuthat, welche man als klug erachtet hat, ist eine Steinanschüttung vor der Pfahlwand, welche das Meer blossgelegt hat. Zweimal war das Meer so stark, dass es das Erdreich hinter dem Mauerwerke wegnahm; diess blieb vollkommen schadlos, kein Zweifel, dass, wenn es sich selbst nicht hätte stützen können, es mit fortgerissen worden wäre. Dies hat übrigens bei allen Versicherungsarten stattgefunden, welche man früher aufgeführt hat, und die Heftigkeit des Meeres an dieser Stelle gab so wenig Hoffnung, etwas Dauerhaftes herzustellen, dass man schon die Salpetersiederei opfern wollte, um die Strasse weiter zurückzulegen. Man kann sonach nach Massgabe der Angriffe, welche dieses System bereits ausgehalten hat, diesen Versuch zu Gunsten der angenommenen Constructionsart als einen vollkommen gelungenen betrachten.

Friedrich Benedikt.

Weitere Bemerkung, die calorische Maschine betreffend.

Im XII. Hefte des Jahrgangs 1865 dieser Zeitschrift hatte ich mir erlaubt, eine kleine Arbeit über die calorische Maschine mitzutheilen, worin ich mich vornehmlich bemüht habe, den wichtigen Unterschied zwischen einer offenen und einer geschlossenen calorischen Maschine in möglichst einfacher Weise und noch schärfer hervorzuheben, als mir dies bisher geschehen zu sein schien. Zugleich suchte ich nachzuweisen, dass die von Redtenbacher (bereits 1853) entwickelte allgemeine calorische Theorie vollkommen ausreiche, um die speciellen Eigenschaften auch der geschlossenen Maschinen dieser Art mit Sicherheit erkennen zu lassen. Ich habe sodann mittelst einer leichten Umformung der von ihm aufgestellten Gleichungen für gewisse Dimensionen ersichtlich gemacht, dass die zusammengehörigen Querschnitte des Treibcylinders und der kalten Luftpumpe wesentlich vom Dichtkeitszustande der Atmosphäre abhängen, in welcher eine calorische Maschine sich in Thätigkeit befindet, und dass die genannten Flächendimensionen für gleichen dynamischen Effect dem wirksamen Drucke dieser Atmosphäre umgekehrt proportional sind. Ich habe weiter ausgeführt, dass es für den Gang der Maschine an sich gleichgültig sein müsse, ob die ihr zugehörige Atmosphäre die natürliche unserer Erde, oder ob es irgend eine andere künstlich erzeugte Atmosphäre sei, dass sich aber auf dem letzteren Wege innerhalb gewisser Grenzen solche Bedingungen willkürlich herstellen lassen, unter denen eine calorische Maschine leichter sowohl ausgeführt als im Betriebe erhalten würde. Noch habe ich insbesondere darauf aufmerksam gemacht, wie durch dieselben einfachen Mittel eine weit niedrigere Betriebstemperatur zulässig gemacht und damit jener vornehmsten Schwierigkeit wirksam begegnet würde, welche bisher die Reibung stark erhitzter Maschinentheile zu veranlassen pflegt.

Ohne übrigens auch dieser geschlossenen calorischen Maschine im Allgemeinen einen theoretischen Vorzug vor der Dampfmaschine einzuräumen, weil der Nachtheil der Wärmebindung bei der Dampferzeugung durch den Vortheil des weit geringeren Gegendrucks der kleineren Speisewasserpumpe möglicher Weise ausgeglichen werde, und weil in letzter Instanz die Umwandlung von Wärme in Arbeit unabhängig vom Zwischenmittel sein müsse, habe ich für die geschlossene calorische Maschine einzig solche künftige Probleme der praktischen Mechanik in Aussicht genommen, zu deren endlicher Lösung das geringste Gewicht des Motors selbst die erste Anforderung ist. In solcher besonderer Beziehung habe ich

schliesslich meine Ansicht dahin geäussert, dass die Rolle des fraglichen neuen Motors noch nicht völlig zu Ende sein werde, so wenig diese auch in der Gegenwart zu bedeuten haben mag. Dieses war im Wesentlichen der Inhalt meiner erwähnten kleinen Abhandlung, auf welche nun Herr Civilingenieur P. Fischer in Graz im Heft VIII des laufenden Jahrganges dieser Zeitschrift unter dem sehr uneigentlichen Titel „über geschlossene calorische Maschinen“ eine Art Gegenschrift zu veröffentlichen sich veranlasst gesehen hat, in welcher Entgegnung jedoch ein Sachkundiger schwerlich die Widerlegung der von mir vorgeführten Sätze und Nachweise erblicken wird. Es dürfte sich vielmehr herausstellen, dass der kundgegebene Widerspruch, genau genommen, meine Erörterungen gar nicht berühren kann, sondern in der Hauptsache auf die eigenthümlichen Vorstellungen zurückfallen muss, welche Ing. Fischer von einer „geschlossenen“ calorischen Maschine sich eben gebildet hat.

Um diesen vorläufigen Ausspruch zu rechtfertigen, muss ich damit beginnen, auf die specielle „Beschreibung“ zurückzukommen, welche Herr Fischer selbst von einer „geschlossenen“ calorischen Maschine geben und in zweckmässiger Weise seinen neuen Untersuchungen über diesen Motor voranschicken wollte. Derselbe findet nämlich S. 179 der Zeitschrift für nöthig, die nachstehende Erklärung oder Darstellung einer „geschlossenen“ calorischen Maschine wörtlich mitzuthellen:

„In einem geschlossenen Raume, der dem herrschenden Drucke widerstehen kann und dicht ist, befindet sich Brennmaterial, dessen Verbrennung durch mittels einer Luftpumpe zugepresste Luft unterhalten wird;“ welcher Erklärung derselbe zur Erläuterung beifügt:

„Obwohl die hohe (durch solche Verbrennung erzeugte) Temperatur für den Betrieb unserer Maschine günstig wäre, so muss man doch zu einem Hilfsmittel greifen, um dieselbe auf einen geeigneten Grad zu bringen und dieses besteht im Zupressen von Wasser, welches die Dampfform annimmt, und die vorhandenen Verbrennungsproducte in ihrer Temperatur herabsetzt;“

dann weiter hinzusetzt:

„Diese unter Druck befindlichen Verbrennungsproducte, gemischt mit Wasserdampf, kommen nun direct unter den Kolben der Heissluftmaschine;“

endlich mit der Bemerkung schliesst:

„Wir haben also 3 Punkte im Auge zu behalten:

1. die Umwandlung des Kohlenstoffes in Kohlensäure;
2. die Injicirung von Wasser, um die geeignete Temperatur zu erhalten, und 3. das Zupressen der atmosphärischen Verbrennungsluft.“

Dieses also ist die Beschreibung des calorischen Apparates, welche Herr Fischer sofort einer neuen ausführlichen mathematischen Untersuchung zu Grunde legt, um dessen specielle Eigenschaften als eines mechanischen Motors zu ermitteln. Die Resultate, die er schliesslich findet, laufen sodann in aller Kürze darauf hinaus, dass „von diesen geschlossenen Anordnungen noch weniger zu erwarten sei, als von den älteren Anordnungen, indem sie einfach gar nicht geben werden.“

Jeder, der sich nur einigermaßen mit der Natur und Construction der sogenannten calorischen Maschine vertraut gemacht hat, wird auf den ersten Blick erkennen, dass obige Beschreibung des Ingenieur Fischer auf eine geschlossene calorische Maschine durchaus nicht passe, dass dieselbe eben nichts anderes darstelle, als eine gewöhnliche offene calorische Maschine und zwar eine offene Maschine mit innerlicher Heizung. — Wir haben bekanntlich bei den offenen calorischen Maschinen zu unterscheiden: 1. Maschinen mit äusserlicher Heizung, wovon die Erikson'sche den Typus abgibt, und 2. Maschinen mit innerlicher Heizung, wozu alle sogenannten Gasmaschinen gehören, so wie alle jene Motoren, in deren inneren Räumen fester Brennstoff verbrannt wird und zur directen Wirkung gelangt. Diese letztere Gattung von offenen calorischen Maschinen ist es nun, welche, wie man sieht, Herr Ingenieur Fischer ganz willkürlich und ohne alle wissenschaftliche Berechtigung als „geschlossene“ Maschinen in Anspruch nimmt und behandelt, und deren neuerdings aufgefundene, aber meistens bekannte Eigenheiten er nun mit ebenso wenig Fug und Recht unbedingt auch den geschlossenen calorischen Maschinen zuschreibt oder zukommen lässt.

Unter einer geschlossenen calorischen Maschine begreift man, wie der Sachkenner wohl weiss, einen nach aussen hin gänzlich abgesperrten hohlen Apparat, dessen Hauptbestandtheile oder Organe in der Regel sind: 1. der Luftkessel für äusserliche Erhitzung. 2. Der Treibcylinder. 3. Der Luftbehälter für äusserliche Abkühlung, und 4. die Luftpumpe. Diese vier Maschinenorgane werden der Reihe nach durch einzelne Röhren verbunden, welche nur den Uebergang der eingeschlossenen Luftmasse von dem einen Organ zum folgenden vermitteln. Abgesehen von unvermeidlichen kleinen Undichtigkeiten kann keine Luft aus dem Innern des ganzen Apparates in die äussere Atmosphäre dringen, noch kann umgekehrt aus dieser Luft in sein Inneres eintreten, sondern es bleibt immer eine und dieselbe Luftmasse, welche im Inneren circulirt oder beim Gang der Maschine einen constanten Kreislauf vollbringt. Nur einen nach diesem Princip angeordneten Motor pflegt man bis jetzt mit dem Namen einer geschlossenen calorischen Maschine zu bezeichnen.

Vollkommen einleuchtend ist dagegen, dass die von Ing. Fischer beschriebene und berechnete calorische Maschine mit innerer Heizung ein in obigem Sinne nach aussen überall abgeschlossener Apparat nicht ist, und es auch gar nicht sein kann, weil der Gang einer solchen Maschine umgekehrt darauf beruht, dass fortwährend einerseits frische Luft von aussen her in den inneren Raum eingetrieben werde, um den hier befindlichen festen Brennstoff zu verzehren und dadurch die innere Wärme zu erzeugen, während anderseits die sämmtlichen Verbrennungsproducte, Gase und Dämpfe, unmittelbar nach geleisteter Arbeit im Treibcylinder, in die freie äussere Umgebung wieder abziehen müssen. Denn ein wirklicher Kreislauf der nämlichen Luft ist hier augenscheinlich deshalb ganz unmöglich, weil ihr Sauerstoff in kürzester Zeit consumirt wäre und damit alle Verbrennung und innere Wärmeerzeugung ein Ende hätte.

Nachdem somit ausser Zweifel gestellt ist, dass Ingen. Fischer in seiner letzten Abhandlung über angeblich „geschlossene“ calorische Maschinen nichts anderes vor Augen gehabt und wiederholt bearbeitet habe, als eben eine offene calorische Maschine, so ist auch nicht zu erwarten, dass seine entwickelte Theorie nach den gründlichen Vorarbeiten eines Redtenbacher, Schmidt, Zeuner über denselben Gegenstand noch viel des Neuen bringen werde. Denn die Grösse der Construction und die Höhe der Pressung hängt wesentlich von der innern Betriebstemperatur ab, nicht aber von der Methode der Lufterhitzung, welche, je nachdem sie eine äusserliche oder innerliche ist, höchstens auf den Brennstoffverbrauch einigen Einfluss nehmen könnte.

Was insbesondere die Pressungszustände anbelangt, welche im Innern einer offenen calorischen Maschine stattfinden, so bedarf es eben nicht weitläufiger mathematischer Deductionen, um leicht begreiflich zu machen, wie diese calorische Pressung nicht ins Unbestimmte wachsen könne, sondern in der jeweilig herrschenden Betriebstemperatur ihre ganz bestimmte Grenze finde. Indem nämlich die von der kalten Pumpe aus der äusseren Atmosphäre angesaugte Luft allemal bis zu jener Pressung zusammengedrückt werden muss, welche im Innern des Apparates vorherrscht, erfährt diese kalte Luft bekanntlich eine beträchtliche Temperaturerhöhung und es wird sonach die Differenz zwischen jener constanten Betriebswärme und dieser zutretenden Luftwärme um so geringer ausfallen, je grösser die innere Pressung selbst ist. Es muss daher einen Werth dieser Pressung geben, wo die Differenz beider Temperaturen völlig verschwindet und damit zugleich die Thätigkeit der ganzen Maschine aufhört, weil dieselbe von diesem Momente an keinerlei wirksamen Wärmezuschuss mehr empfangen kann. Im besonderen Falle gibt uns hierüber die bekannte Poisson'sche Gleichung für die Compressionswärme: $t = 273 (p^{0.29} - 1)$ alsbald Aufschluss, wenn nämlich p die Anzahl Atmosphären bedeutet, auf welche Luft von Null Grad und einfacher atmosphärischer Pressung zu comprimiren ist. Nehmen wir beispielsweise an, es könne eine offene calorische Maschine bei 300°C. innerer Wärme noch betrieben werden, rücksichtlich der Reibung etc., so würde obige Gleichung als theoretische Grenze der möglichen Pressung $p = 12,8$ Atmosphären liefern, von welcher Grenze natürlich die Praxis noch ziemlich entfernt bleiben und vielleicht mit 8 Atmosphären sich begnügen müsste, um nicht auf unbrauchbare Grössenverhältnisse zu gerathen.

Etwas Aehnliches hat denn auch Ing. Fischer herausgefunden, wenn auch auf einigen Umwegen, und glaubt somit, auf Seite 181, meine anderweitigen Angaben, wonach, unter bestimmten Bedingungen, in geschlossenen calorischen Maschinen Pressungen von 20—40 Atmosphären vorkommen können, ohne Umstände „in das Reich der Unmöglichkeit“ verweisen zu müssen.

Stellen wir uns einmal einen Cubikfuss Luft vor, von Null Grad Temperatur und gewöhnlicher atmosphärischer Pressung, in einem dichten Gefässe eingeschlossen und erhitzen wir nun dieses Gefäss sammt Luftinhalt von aussen zunächst auf 273°C. , so wird die Pressung dieser eingeschlos-

senen Luft auf's Doppelte gestiegen sein, und 2 Atmosphären betragen. Erhitzen wir dasselbe feste Gefäss um weitere 273°C. , im Ganzen also bis auf 546°C. , so wird die Pressung der inneren Luft die dreifache geworden, oder gleich 3 Atmosphären sein, weil ihr Volumen, wenn sie sich hätte ausdehnen können, nunmehr das dreifache wäre, abgesehen von etwaigen Unregelmässigkeiten bei solchen Ausdehnungen etc.

Nehmen wir ferner einen gleichen Cubikfuss kalter eingeschlossener Luft, aber von 10 Atmosphären Pressung oder Dichtigkeit, und erhitzen wir denselben wiederum auf 273° und zweimal 273°C. , so werden die bezüglichen Pressungen der inneren Luftmasse nunmehr aus demselben Grunde 20 und 30 einfache Atmosphären betragen, wie leicht einzusehen ist. Wir erkennen hieraus sehr deutlich das verhältnissmässig rasche Steigen der Pressung einer bereits stark verdichteten Luft bei gleicher Temperaturerhöhung.

Genau dasselbe wird sich nun aber zutragen mit einer wirklich geschlossenen calorischen Maschine, nachdem nämlich im ganzen inneren Hohlraum derselben die anfängliche einfache atmosphärische Pressung durch Eintreiben einer gewissen Menge kalter äusserer Luft auf jenen ansehnlich höheren Grad erhoben worden ist, dessen constante Erhaltung wir früher als die wesentliche Bedingung des vortheilhafteren Betriebs calorischer Maschinen eben erkannt hatten. Denn nach obigem Beispiele wird es klar geworden sein, dass in einem vollkommen geschlossenen Apparate dieser Art, wenn die innere Anfangspressung der Luft oder Normalpressung, wie ich sie genannt habe, künstlich, z. B. auf 10 Atmosphären gebracht wäre, durch nochmalige äussere Erhitzung des bezüglichen Luftkessels auf eine bestimmte höhere Temperatur eine Steigerung dieser ursprünglichen Luftpressung auf 20 oder 30 Atmosphären nunmehr eben so leicht und gewiss bewirkt werden müsse, als bei der offenen calorischen Maschine durch dieselbe innere Temperaturerhöhung eine Steigerung der Pressung auf 2 oder 3 Atmosphären hervorgebracht wird. Es ist daher, unter jener von mir ausdrücklich angegebenen Bedingung, das Auftreten so hoher Pressungen im Innern der geschlossenen calorischen Maschine nichts weniger als eine Unmöglichkeit, wie Herr Ingenieur Fischer versichert, sondern einfach eine Nothwendigkeit.

Dabei will ich keineswegs die praktischen Schwierigkeiten in Abrede stellen, welche dermalen die Aufrechthaltung oder Handhabung dieser höheren Pressungen bei Maschinen überhaupt noch darbieten mag, Schwierigkeiten, die indessen im Laufe der Zeit ebenso sicher überwunden werden dürften, als von der späteren Maschinenpraxis jene Hindernisse und Bedenken hinweggeräumt wurden, welche die ersten Erfinder der Dampfmachine bei Anwendung des Hochdrucks vor sich sahen. Diese älteren Constructeure, welche sich kaum getrauten, eine halbe Atmosphäre Ueberdruck zu benutzen, würden wohl nicht weniger stark gezweifelt haben, wenn damals Jemand behauptet hätte, dass man nach wenigen Decennien schon mit 6 bis 8 Atmosphären Dampfspannung arbeiten werde. Dergleichen technische Fortschritte im Voraus für unmöglich

zu erklären, scheint mir ungefähr ebenso vorsichtig, als es hier und dort klug gewesen sein mag, dem Zustandekommen des atlantischen Telegrafenkabels entschieden jede Möglichkeit abzusprechen, eben noch zwei Wochen eher als dasselbe wirklich zu Stande kam.

Doch an dieser Stelle habe ich es nicht sowohl mit der künftigen Praxis als vorderhand nur mit den Ergebnissen der Theorie für geschlossene calorische Maschinen zu thun, welche Ingenieur Fischer anfechten zu sollen glaubte. Wir wollen daher noch etwas strenger auf die Frage der Pressung eingehen und betrachten zu dem Ende abermals unsere früher nach Redtenbacher angeführte Gleichung für den Querschnitt F des Treibcylinders einer jeden calorischen Maschine, welche war:

$$F = \frac{E}{\frac{AVpe}{\mu-1} \left[\mu - e^{\frac{\mu-1}{\mu}} - \frac{r(\mu-1)}{p} - \beta\mu \left(p^{\frac{\mu-1}{\mu}} - 1 \right) \right]}$$

und worin

E den Nutzeffect der Maschine,

A den Druck Einer Atmosphäre auf die Flächeneinheit,

V die Geschwindigkeit des Treibkolbens,

p die absolute Pressung in Einheiten von Atmosphären,

r die gesammte Gegenpressung in Einheiten von Atmosphären, endlich

β den Bruch $\frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha T}$ vorstellt.

Setzt man in diesem Ausdrucke für das Expansionsverhältniss e noch seinen vortheilhaftesten Werth $\frac{r}{p}$ ein, wie solcher anderweitig aus der Bestimmung des Maximums der Wärmewirkung gefunden wurde, so lässt sich leicht wieder eine nach p transcendente Gleichung ableiten von der Form

$$p^{\frac{\mu-1}{\mu}} - p^{\mu-1} \left[1 + \frac{1}{\beta} - \frac{\mu-1}{\mu\beta r} \left(\frac{E}{AFV} + r \right) \right] + \frac{r^{\mu-1}}{\mu\beta} = 0,$$

woraus sich p im Wege der Versuche bestimmen liesse, indem $\mu = 1,41$ folglich $\mu - \frac{1}{\mu} = 0,71$ und $\mu - 1 = 0,41$ ist.

Für einen bestimmten Nutzeffect, gleiche Geschwindigkeit, gleiche Gegenpressung und constante Betriebstemperatur erscheint hiernach der Zahlenwerth von p bloss abhängig von AF oder dem Producte des einfachen atmosphärischen Druckes in den Querschnitt des Treibcylinders. Allein wir haben bereits gesehen, dass unter sonst gleichen Umständen dieser Querschnitt sich genau verkehrt verhält, wie jener Druck, woraus unmittelbar folgt, dass das Product AF stets denselben Werth behalte oder constant sei, was immer die Grösse A des Druckes Einer Atmosphäre sein mag.

Daraus ergibt sich weiter, dass unter den nämlichen Betriebsverhältnissen auch der Werth von p , der die Anzahl von Atmosphären anzeigt, welche der Pressung im Heizkessel oder Treibcylinder vor der Expansion zukommt, ein und derselbe bleibe, was immer die Grösse des Druckes Einer Atmosphäre sein mag.

Bis hieher scheint also Ingenieur Fischer vollkommen Recht zu behalten. Allein die Ziffer p gibt keineswegs die

effective Pressung innerhalb der Maschine selbst an, sondern eben nur die Anzahl von Atmosphären, nach welcher diese Pressung hier gemessen wird. Die wirkliche Pressung auf die Flächeneinheit im Innern ist allemal $P = pA$, ändert sich somit in der That gleichmässig mit dem Werthe von A . Geht zum Beispiel A über in nA , so wird $P = p nA$ oder $= npA$, dass heisst, die innere Pressung beträgt nicht mehr p , sondern sie beträgt jetzt np gemeine Atmosphären. Und dieser Fall ist es, der jedesmal wirklich eintreten wird, so oft man den natürlichen atmosphärischen Zustand einer geschlossenen calorischen Maschine durch Zupressen kalter Luft von aussen auf das n fache verdichtet, bevor man dieselbe mittels einseitiger Erwärmung und Abkühlung von aussen in Gang setzt.

Uebrigens stellen sich diese reinen Zahlenverhältnisse so ungemein einfach dar, dass ich nicht wohl zu glauben vermag, Herr Fischer habe sie nicht ebenso leicht eingesehen. Ich muss vielmehr annehmen, er habe meinen Aufsatz eigentlich gar nicht bis zu Ende gelesen, sondern schon nach flüchtiger Kenntnissnahme vom Stoffe beschlossen, eine Gegenschift zu verfassen, in der Ueberzeugung, dass er genug davon wisse, um diesem calorischen Unwesen, das auch ihm ein Stein des Anstosses scheint, einmal ein Ende zu machen. Diesen Eindruck möchte in der That seine vorliegende Abhandlung bei Jedem hervorzubringen geeignet sein, welchem der Inhalt meiner vorangegangenen Arbeit erinnerlich wäre und insoferne hätte ich füglich unterlassen können, darauf zu erwiedern, wenn ich nicht aus Erfahrung wüsste, dass beim heutigen Andrang der Fachliteratur nur sehr wenige Leser von Journalen geneigt oder in der Lage sind, was nicht von unmittelbarem Interesse für sie ist, genauer zu prüfen oder nachträgliche Vergleichen anzustellen.

Die angeblich „geschlossene“ calorische Maschine, wie Ingenieur Fischer sie beschreibt und calculirt, ist, wie ich dargethan, nichts anderes als eine sogenannte Gasmaschine, als welche sie ihrer Natur nach immer nur eine offene calorische Maschine sein kann. Dieselbe ist aber zugleich die am wenigsten zweckmässige Art einer Gasmaschine, welche sich überhaupt construiren lässt, was auch Herrn Fischer nicht entgangen ist. Denn abgesehen von der grossen Schwierigkeit, einen dicht verschlossenen Apparat wiederholt mit festem Brennstoff zu speisen und von Aschentheilen frei zu halten, könnte dieser Brennstoff einzig aus Holzkohle oder Coaks bestehen, wenn nicht bedenkliche Schwankungen oder selbst Stösse vorkommen sollten. Unüberwindliche Schwierigkeiten sieht Ingenieur Fischer für die Regulirung des Ganges einer solchen Maschine. Dieselbe möchte auch, um mit seinen Worten zu sprechen, ins Reich der Unmöglichkeit gehören, wollte man den ganzen kalten Luftstrom dem im Apparat vorhandenen Brennstoff ungetheilt zuführen. Denn davon wäre der augenscheinliche Erfolg, dass im Innern einmal übermässige Erzeugung von Hitze, einmal Mangel an Brennstoff eintreten müsste, noch ehe es an der Zeit wäre, wieder nachzufüllen. Es zeigt sich daher zunächst als unumgänglich, die innere Zufuhr von kalter Luft mittels zweier völlig gesonderter Ströme zu bewerkstelligen, von de-

nen der eine kleinere direct dem festen Brennstoffe, der andere grössere aber erst später dem gasförmigen Verbrennungsproducte zugeleitet würde. Durch das gewählte Verhältniss dieser beiden gleichzeitigen Luftströme hätte man es in seiner Gewalt, die anfänglich zu hohe Verbrennungstemperatur der erzeugten Gase immer auf denjenigen Grad herabzusetzen, welcher sich mit den Maschinenorganen verträgt. Man wollte sich indessen, wie es scheint, mit diesem Hilfsmittel zur Beherrschung der Betriebstemperatur nicht begnügen, sondern pflegt noch mehr oder weniger Wasser fortwährend einzuspritzen, wodurch aber der Motor den Charakter einer calorischen Maschine nothwendig theilweise verliert. Auf diesem Wege könnte man es wohl soweit bringen, dass beiläufig die Hälfte aller luftartigen Producte aus Wasserdampf und nur die andere Hälfte aus Stickstoffgas, Kohlensäure etc. bestände. Dann hätte man mehr eine neue Art von Dampfmaschine, nämlich eine solche mit innerlicher Kesselheizung, bei welcher vielleicht, theoretisch wenigstens, die Wärme des Brennstoffs noch besser ausgenutzt würde, als durch die gewöhnliche äusserliche Heizung, auch Explosionen weniger möglich erscheinen.

Die sichere Regulirung einer dergleichen, mit festem Brennstoff bei innerlicher Heizung betriebenen, calorischen Maschine könnte nicht eher gelingen, als nach Ausführung der angedeuteten Theilung des kalten Luftstromes, und zwar durch Anwendung von zwei Klappen, von denen die eine in der heissen Treibröhre, die andere aber in der kleinen kalten Lufröhre gleichzeitig wirksam wäre, während die grössere Lufröhre ihren Querschnitt unverändert behält. Denn nunmehr würde in Folge einer Beschleunigung des Ganges sofort auch der Verbrennungsprocess selbst gemässigt, die Temperatur erniedrigt und damit die Spannung der Gasmasse herabgesetzt, gerade so wie es die eingetretene Verminderung der Belastung erfordern wird.

Was das sogenannte Kesselwasser bei den Dampfmaschinen betrifft, so kann man wohl demselben kein anderes Vermögen zuschreiben als das, durch seine aufgespeicherte Wärme bis auf einen gewissen Grad die Ungleichheiten der äusseren Kesselheizung auszugleichen, weil eben dieses Geschäft bekanntlich nicht ununterbrochen, sondern nur periodenweise vorgenommen wird. Auf die eigentliche Regulirung oder Herstellung des gleichförmigen Ganges der Maschine selbst, beim Wechsel ihrer Widerstände, vermag das Kesselwasser keinen Einfluss zu nehmen, oder höchstens einen ungünstigen, insofern dasselbe eben dahin strebt, die Dampferzeugung für längere Zeit constant zu erhalten, welchem Streben unter Umständen sogar durch das Sicherheitsventil entgegengewirkt werden muss.

Anders verhält sich diess bei einer solchen calorischen Maschine, welche im Stande ist, sich selbst zu beheizen, so wie sie es gerade bedarf. Will man aber innere Heizung für eine calorische Maschine haben, wie sie Herr Fischer selbst voraussetzt und seiner ganzen Untersuchung zu Grunde legt, so scheint es entsprechender, sofort zur Construction einer reinen Gasmaschine überzugehen, d. h. einer offenen calorischen Maschine, in welcher nicht fester Brennstoff, sondern fertiges Gas zur innern Wärmeerzeugung benutzt

wird. Eine solche Maschine wird ausser dem Treibcylinder zwei Speisepumpen besitzen, von denen die eine, grössere, die frische Luft, die andere, kleinere, das brennbare Gas in constanten Strömen einem eigenen Verbrennungsraume oder Gaskessel zuführt, worin nun der Wärmeprocess ununterbrochen und gleichmässig vor sich geht. Dieses brennbare Gas braucht nicht eben Luftgas zu sein, sondern die Maschine ist befähigt, sich ihren Gasbedarf unmittelbar aus jedem rohen Brennstoffe selbst zu bereiten unter einfacher Benützung des Principis der sogenannten Gasgeneratoren. Das Grössenverhältniss der erwähnten beiden Speisepumpen bedingt allsdann die Temperatur, welche im Innern constant erhalten werden will. Die Regulirung des Ganges endlich ist abermals durch zwei Hähne oder Klappen zu erzielen, welche in der Treibröhre und in der kleinen Gasröhre gleichzeitig wirksam sind.

Bereits vor zwölf Jahren, im Mai 1854, ist diese letztere Construction eines Gasmotors von mir in einem Patentgesuche angegeben worden, dessen Erledigung indess bei der Neuheit der Sache, aus Rücksichten der öffentlichen Sicherheit hier einigen Schwierigkeiten begegnete und sich so lange verzögerte, bis um 1860 die Lenoir'sche Gasmaschine zum Vorschein kam und die allgemeine Aufmerksamkeit auf sich zog. Gleichwohl haben dazumal erfahrene Ingenieure, namentlich die Herren Bender, Pfaff und Reinhardt, nach mehrseitiger Prüfung des Gegenstandes, für die hier angedeutete Construction vorzugsweise sich interessirt, indem diese Anordnung den wesentlichen Vortheil bietet, allen Detonationen aus dem Wege zu gehen und bei beliebigem constantem Wärmegrad zu arbeiten. Allein es kann begreiflicher Weise nicht wohl die Sache des einzelnen Practikers sein, mit kostspieligen und weitaussehenden Versuchen an neuen Motoren sich zu befassen, deren Ergebnisse immerhin unsicher erscheinen oder doch viel später erst einen Gewinn in Aussicht stellen. Denn es ist nicht zu läugnen, dass auch dieses letztere System eines Gasmotors an dem gemeinschaftlichen Uebelstande aller offenen calorischen Maschinen leiden muss, nämlich bei Betriebstemperaturen unter 300°C bereits grössere Dimensionen zu erfordern, als selbst Niederdruckdampfmaschinen zu haben pflegen. Dadurch erscheint dessen practische Anwendbarkeit zumeist auf feststehende Landmaschinen beschränkt, wobei allerdings die mindere Gefährlichkeit bei geringerem Brennstoffverbrauch Berücksichtigung verdienen kann.

Dieser Beschränkung oder Einseitigkeit würden nun, wie hier nachgewiesen wurde, die geschlossenen calorischen Maschinen mit erhöhter Anfangspressung oder Normalpressung entgehen, welche man daher als calorische Hochdruckmaschinen bezeichnen könnte. Und wenn es mir auch nicht gelungen sein sollte, den Herrn Ingenieur Fischer von dieser mechanischen Wahrheit zu überzeugen, so darf ich doch hoffen, zur genaueren Feststellung des allgemeinen Standpunctes der vorliegenden technischen Frage wenigstens soviel beigetragen zu haben, dass kaum mehr ein Zweifel bestehen wird über das, was in nächster Zeit zu thun wäre oder in späterer Zukunft geschehen möchte.

Wien, October 1866.

R. v. Reichenbach.

Unbewegliche feuer- und einbruchssichere Cassen,

von

G. Winiwarter in Gumpoldskirchen.

Mit Zeichnung auf Blatt Nr. 23.

Während der letzten 30 Jahre hat die schwunghaft betriebene Fabrication der tragbaren feuer- und einbruchssicheren Cassen nicht nur sehr viele namhafte Verbesserungen durch den hiefür zunächst berufenen Stand der Schlosser und Maschinbauer ins Leben gerufen: sondern die stets billiger und dennoch vollkommener werdende Erzeugung solcher Cassen hat auch bei dem grossen Publicum im Allgemeinen von Jahr zu Jahr ein immer lebhafter hervortretendes Bedürfniss nach solchen Cassen erweckt und es dahin gebracht, dass man sich derartiger eiserner Schränke auch zu anderen Zwecken als zum Aufbewahren von Geld und Werthpapieren immer öfter und allgemeiner bedient. — Wie ein jeder Kaufmann jetzt schon einsieht, dass seine Geschäftsbücher für ihn ebenso viel, oder eigentlich mehr Werth haben, als Geld und Werthpapiere, und dass es sich sehr der Mühe und Auslage verlohnt, diese Geschäftsbücher vor unerwarteter Vertilgung durch eine Feuersbrunst zu sichern, und dass gerade deshalb, weil keine Assecuranzgesellschaft für den durch Vernichtung der Geschäftsbücher zugefügten Schaden Ersatz leisten kann, die Geschäftsbücher in feuersicheren eisernen Schränken aufbewahrt werden sollen: so wird bald ein jeder Geschäfts- und Privatmann etwas vor Zerstörung durch Feuer und vor räuberischer Habsucht zu hüten haben, weil eben nicht Alles von den Assecuranzgesellschaften ersetzt und Vieles auch durch fortgesetztes Sparen nicht wieder zurück-erworben werden kann.

Je allgemeiner dieser Gedanke sich Eingang verschaffen wird, desto mehr wird dann auch das Bedürfniss entstehen, derartig feuer- und einbruchssichere Räume zu vergrössern, und man wird endlich mit den tragbaren feuersicheren Schränken nicht mehr ausreichen! — Zum Glück braucht die Kunst feuersicher zu bauen nicht erst erfunden zu werden; man wird Räume, welche bereits feuersicher gebaut sind, nur noch einbruchssicher mit eisernen Thüren und Fensterladen zu verschliessen und diesen auch die sorgfältige doppelwandige Construction zu geben haben, welche die Thüren der feuersicheren Schränke auszeichnen, und man kann sich auf diese Art leicht auch bedeutend grössere Cassen und Repositorien schaffen, als bisher unsere rühmlichst bekannten Cassenfabricanten erzeugten: nur werden die auf diese Art gemachten feuer- und einbruchssicheren Cassen unbeweglich sein, während bis jetzt diese Industrie nur bewegliche Schränke und Cassen zu erzeugen bemüht war.

Wenn nun auch die Fabrication der tragbaren Cassen und Schränke zu mehreren nicht uninteressanten Bemerkungen mir Gelegenheit geben könnte: und ich namentlich einem Artikel vom Schlossermeister K. Geuter in Darmstadt gegenüber, welcher in der Zeitschrift „Baugewerbe“ (herausgegeben vom Commerzienrath Fr. Fink in Darmstadt) erst kürzlich im II. Jahrg. IV. Hefte erschienen ist, hervor-

heben möchte, dass die rationelle luftdichte Verschliessung der Thüren solcher Schränke durch G. Pfannkuche's Keilverschluss und in letzter Zeit durch M. Winkler's Construction gerade in Wien viel besser und vollkommener gemacht wird, als Herr Geuter mitzuthellen wusste: so ist doch die Besprechung der tragbaren, feuer- und einbruchssicheren Cassen nicht das Thema, auf welches ich mich hier einlassen will: sondern ich will der Aufschrift dieses Artikels entsprechend nur die Construction der unbeweglichen feuer- und einbruchssicheren Cassen besprechen, welche den Ingenieur und Architekten natürlich auch specieller interessiren, als diess bei den tragbaren Cassen der Fall ist.

Der Neubau des Hauses der Lebens- und Rentenversicherungsgesellschaft „Anker“ am Kolowratring, welches für die Aufnahme sämtlicher Gesellschafts-Bureaux bestimmt war, gab mir Gelegenheit, eine solche unbewegliche feuer- und einbruchssichere Casse zu machen, und indem ich auf dem Zeichnungsblatte Nr. 23 den senkrechten und horizontalen Durchschnitt dieser unbeweglichen Casse mittheile, werde ich über deren Construction nur wenige erläuternde Worte zu sagen nöthig haben.

Der zur Aufnahme dieser 8' hohen, 12' langen und 7' breiten (= 2,53 Met. h., 3,80 Met. l., 2,22 Met. br.) Casse bestimmte Keller wurde mit einem 4' breiten Lichtgraben versehen und bekam 4 grosse Fenster, so dass während der gewöhnlichen Amtsstunden in diesem Keller ohne Licht manipulirt und gearbeitet werden kann. Zur Beheizung dieses Raumes wurde im anstossenden Keller eine Heizkammer mit ausgiebigem Heizapparate eingerichtet und der Zugang zu diesem Keller ist nur durch den ober diesem Keller ebenerdig liegenden Archivraum über eine eiserne Wendeltreppe ermöglicht. Der Lichtgraben hat im Niveau des Hofpflasters ein starkes eisernes Gitter, welches nicht beweglich, sondern fest in Stein eingemauert wurde und ausserdem sind sehr starke Gitter an den Fenstern angebracht; es ist also in jeder Beziehung dafür gesorgt worden, dass dieses Cassa-locale nicht von Unberufenen heimlich betreten würde. Damit aber die aus Backsteinen gemauerten Umfangswände des eigentlichen Cassaraums auch nicht durchbrochen werden können, und die in diesem Raume aufzubewahrenden Papiere durch die Kellerfeuchtigkeit der Mauern nicht leiden, wurde von mir ein vollkommen wasserdichtes Behältniss aus 2" dickem, verzinkten Eisenblech hergestellt und dieses mit zwei vertikalen 5' 2" (1,793^m) hohen doppelwandigen Thürflügeln nach Pfannkuche's Keilconstruction versehen. Die Schlösser an diesen Thürflügeln sind Chubbs-Combinations-Schlösser aus Pfannkuche's Fabrik.

Da die Ein Fuss (0,315^m) dicke Ziegelmauer um das eisenblecherne Reservoir ein schlechter Wärmeleiter ist, so kann selbst bei anhaltendem Feuer das in diesem eisenblechernen Reservoir aufbewahrte Papier sich nicht verändern, wofern die Hitze nicht durch die Fugen der doppelwandigen Flügelthüren eindringen kann. Je grösser aber diese Thüren sind, desto mehr und um so leichter werden sie sich im anhaltenden Feuer verziehen, und es ist selbst bei sonst sehr gut gearbeitetem Keilverschluss möglich, dass die Fugen nach und nach im Feuer so gross würden, dass die Hitze in das

Innere der Cassa eindringen und die der Thüre zunächst liegenden Papiere theilweise beschädigen könnte. Um nun selbst für einen solchen Fall, welcher in dem Keller des neuen Ankergebäudes am Kolowratring, sowie in Wien überhaupt kaum denkbar ist, vorgesorgt zu haben, habe ich noch eine zweite, aus feuerfestem Thon in Winkeleisenrahmen eingesetzte Schubthür hinter den Flügelthüren construirt, welche aber in dem angeführten speciellen Falle nicht ausgeführt wurde! — Wie diese Schubthür construirt und auf Rollen bewegt würde, ist in der Zeichnung sichtbar. — Der Grösse wegen ist das eisenblecherne Reservoir in drei für sich allein bestehenden Theilen construirt und erzeugt worden, welche an Ort und Stelle aneinander genietet und dann ummauert wurden. — Es muss bemerkt werden, dass es aber sehr gefehlt wäre, für einen solchen Zweck unverzinktes Eisenblech, wie es leider jetzt noch immer für die tragbaren feuersicheren Cassen in Verwendung steht, zu nehmen; indem eine solche unbewegliche, ummauerte Casse doch ebenso lange als das Haus selbst unversehrt bleiben muss, was aber bekanntlich beim gewöhnlichen, unverzinkten Eisenblech, selbst wenn es gut angestrichen wurde, nicht der Fall ist! Eisenrost frisst nämlich immer weiter und tiefer und selbst starkes Eisenblech wird in einer Zeit von 15 bis 20 Jahren so zerfressen, dass ein ganz schwaches Federmesser im Stande ist, solch altes, verrostetes Eisenblech durchzubohren.

Ein erfahrener Reisender einer renommirten Cassenfabrik in Wien versicherte mir, dass er gerade deshalb, weil es ihm wiederholt gelungen ist, alte, noch immer für feuer- und einbruchssicher gehaltene Cassen mit seinem Federmesser in Gegenwart des Eigenthümers zu durchstossen, für sein Haus die besten Geschäfte machen konnte. Leider verwendet aber selbst diese renommirte Cassenfabrik zur Erzeugung ihrer Cassen lediglich unverzinktes Eisenblech und die Versicherung des Reisenden, dass seine Cassen besser halten werden, weil sie besser angestrichen und weil zur Füllung gut geröstete Stoffe verwendet wurden, wird sich nach 15 bis 20 Jahren als Humbug erweisen! — Wer könnte es aber dieser renommirten Cassenfabrik verübeln, wenn sie bis jetzt, nach sechzehnjährigem Bestande unserer Verzinkungsfabrik in ihrer nächsten Nähe, noch nicht Musse fand, die Eigenschaften und Vorzüge des verzinkten Eisenblechs kennen zu lernen und sich die Ueberzeugung zu verschaffen, dass aus verzinktem Eisenblech angefertigte feuer- und einbruchssichere Cassen selbst nach sechzehn Jahren auch ein stärkeres Instrument als ein Federmesser nicht zu fürchten Ursache hätten? — Damit aber solche Unkenntniss in Zukunft keinen Entschuldigungsgrund finde, erlaube ich mir bei dieser Gelegenheit öffentlich zu erinnern, dass das im Jahre 1862 aus unserer Fabrik zur Londoner Ausstellung gesandte feuer- und einbruchssichere Geschäftshaus aus verzinktem Eisenblech, seit December 1862 in Sydenham bei London in dem Parke auf dem Archery-ground im Freien steht, und seit dieser Zeit Eigenthum der Crystal-Palace-Company in Sydenham ist. In diesem permanenten Weltausstellungs-Gebäude und dazu gehörigen Parke kann sich nun Jeder durch Augenschein und eigene Proben überzeugen, ob das verzinkte Eisenblech aus unserer Fabrik aushält oder nicht, und ob es von mir

mit Recht oder Unrecht für die Erzeugung feuer- und einbruchssicherer Cassen empfohlen wird.

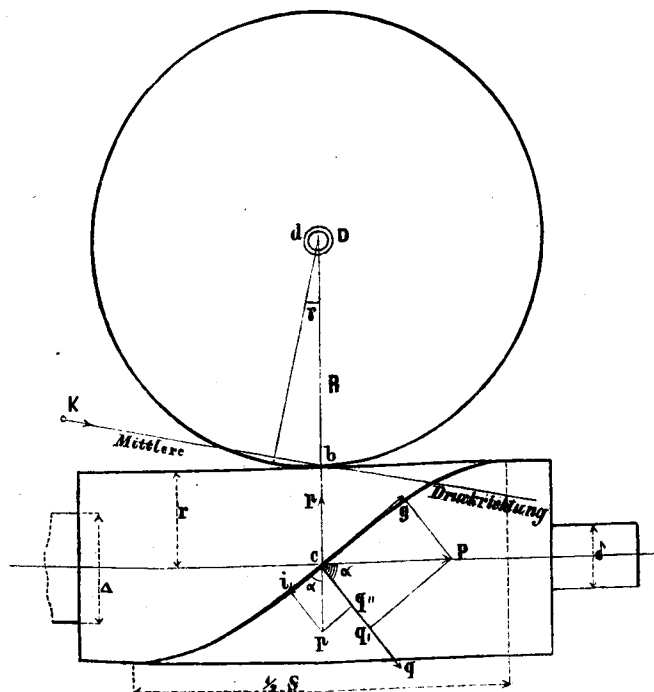
Schliesslich erlaube ich mir darauf aufmerksam zu machen, dass meine Fabrik in Gumpoldskirchen für solche unbewegliche feuer- und einbruchssichere Cassen die eisernen Thürrahmen und Thüren mit Chubbsschlössern ganz aus verzinktem Eisen zu liefern übernimmt und derartige eiserne Rahmen nach eigener Construction aus hämmerbarem Gusseisen macht, deren Rippen selbst für diese grossen Dimensionen von 2 Metres Höhe und 1,3 Meter Breite stark genug sind, um nicht durch Brecheisen gebogen werden zu können.

Die besprochene, von mir für das Ankergebäude am Kolowratring gelieferte Cassa aus verzinktem Eisenblech kostete ohne Mauerwerk nur sechzehnhundert Gulden Oe. W. und wurde im Jahre 1865 aufgestellt.

Reibungs-Widerstand der Schraub-Getriebe.

Die wesentlichste Kraft der Schraub-Eingriffe ist der Umfangs-Druck des Rades in der Richtung der Schraubachse, um damit entweder die Schraubspindel zu bewegen, oder umgekehrt mit diesem Druck von der Schraube bewegt zu werden.

Ist P dieser Druck, so kann man, wie in beigeschlossener Figur, senkrecht zu dem Drucke P im Achsenpuncte c zwei einander gleiche entgegengesetzt wirkende Kräfte p hinzufügen, welche der Grösse nach jener zum Gleichgewicht nothwendigen Druckkraft am Halbmesser der Schraubspindel entsprechen. Zerlegt man dann sowohl P als auch eines von den beigefügten p in zwei auf die Schraubsteigung senkrechte und dazu parallele Seitenkräfte, so erhält man daraus die Druckkraft $q = q_1 + q_2$ senkrecht auf die Schraubrichtung, welche Reibung erzeugt; und dann den Unterschied der Gegenkräfte $(g - e)$ parallel zur Schraubrichtung, welcher die von q hervorgebrachte Reibung gerade überwindet. Der übrig gebliebene zweite Druck p dreht als Seitenwiderstand des Rades die Schraubspindel.



Bezeichnet ferner α den Steigungswinkel der Schraube, die Schraubsteigung für einen Umgang = s , den Schraubumfang = u , sowie K den aus P entstehenden Zahndruck und sind R und r die zusammenwirkenden Halbmesser, d , D , δ und Δ die Zapfendurchmesser der Achsen, welche die Bestrebungen der Einzelkräfte, aus dem Zusammenhang zu trennen, beheben, so kann man die einzelnen Beziehungen zwischen den Kräften und Verhältnissen der Einrichtung, wenn f u. f_1 die Reibungs-Coefficienten darstellen, wie folgt feststellen:

$$q = q_1 + q_2 = P \cos \alpha + p \sin \alpha$$

$$(g - i) = f q = P \sin \alpha - p \cos \alpha$$

Greift die Spindel mit dem Drucke p das Rad bewegend an, so ist, weil die Angriffskraft auch die Reibung bewältigen muss, i grösser als g und dann

$$(i - g) = f q = p \cos \alpha - P \sin \alpha.$$

Aus den beiden ersten Gleichungen folgt

$$\frac{q_1}{P s} = \frac{q f u}{P s \cos \alpha} = \frac{q f u}{P u t g \alpha \cdot \cos \alpha} = \frac{q f}{P \sin \alpha} = f \frac{P \cos \alpha + p \sin \alpha}{P \sin \alpha} = f \left(\frac{1}{t g \alpha} + \frac{p}{P} \right) = f \left(\frac{1}{t g \alpha} + \frac{t g \alpha - f}{1 + f t g \alpha} \right),$$

und weil $t g \alpha = \frac{s}{u}$ ist, auch = $f \left(\frac{u}{s} + \frac{\frac{s}{u} - f}{\frac{s}{u} f + 1} \right)$, so wie

schliesslich

$$= f \left(\frac{u}{s} + \frac{1}{f} - \frac{f + \frac{1}{f}}{1 + \frac{s}{u} f} \right) = f \frac{u}{s} + 1 - \frac{f^2 + 1}{1 + f \frac{s}{u}} = A.$$

Dieser Ausdruck wird nach den Regeln der Mathematik ein Minimum, sobald

$$\frac{dA}{ds} = -\frac{f u}{s^2} + \frac{(f^2 + 1) \frac{f}{u}}{\left(1 + f \frac{s}{u}\right)^2} = 0,$$

$$t g \alpha_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{144} - \frac{1}{12}}} = \frac{12}{\sqrt{145} - 1} = \frac{12}{11,0416} = 1,0868,$$

woraus der günstigste Steigungswinkel mit $\alpha_1 = 47^\circ + 24'$ hervorgeht.

$$\frac{q_2}{P s} = \frac{1}{12} \cdot \frac{1}{1,0868} + 1 - \frac{1 + \frac{1}{144}}{1 + \frac{1}{12} \cdot 1,0868} = \frac{1}{13,04} + 1 - \frac{145}{12 \times 13,0868} = 1,0767 - 0,9233 = 0,1534,$$

also nahe $\frac{2}{13}$ von der Angriffskraft.

Sucht man die Steigung, bei welcher der Umfangsdruck des Rades nicht mehr im Stande ist, die Spindel zurückzudrehen, so findet man, weil dann Reibung und Angriffskraft im Gleichgewichte stehen, bezüglich

$$1 = \left(f \frac{u}{s} + 1 \right) - \frac{f^2 + 1}{f \frac{s}{u} + 1},$$

dass $\frac{s}{u} = f = t g \alpha_0$; und wenn, wie man es bei allen anderen Ausführungen antrifft, $f = \frac{1}{12}$ als Grundlage genommen wird,

$$\frac{p_0}{P} = \frac{P t g \alpha}{P t g (\alpha + \varphi)} = t g \alpha \cot (\alpha + \varphi) = \frac{\sin \alpha \cos (\alpha + \varphi)}{\cos \alpha \sin (\alpha + \varphi)} = \frac{\sin 2 \alpha \cos \varphi - 2 \sin^2 \alpha \sin \varphi}{\sin 2 \alpha \cos \varphi + 2 \cos^2 \alpha \sin \varphi}$$

$$= \frac{\sin (2 \alpha + \varphi) - \sin \varphi}{\sin (2 \alpha + \varphi) + \sin \varphi} = 1 - \frac{2 \sin \varphi}{\sin (2 \alpha + \varphi) + \sin \varphi},$$

$P \sin \alpha - p \cos \alpha = f P \cos \alpha + f p \sin \alpha$
und hieraus der Werth für

$$p = \frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{\cos \alpha + f \sin \alpha} P = \frac{t g \alpha - f}{1 + f t g \alpha} P,$$

und wenn man für f den Reibungswinkel $f = t g \varphi$ einführt, auch

$$p = \frac{t g \alpha - t g \varphi}{1 + t g \alpha t g \varphi} P = P \cdot t g (\alpha - \varphi).$$

Nebstbei sind noch die Beziehungen $s = u t g \alpha$ und $u = 2 \pi r$ von Bedeutung.

Bestimmt man nun, gestützt auf die Werthe von q u. p , den Reibungswiderstand des Eingriffes, so erhält man als Reibungsarbeit im Eingriffe für eine Umdrehung der Schraubachse

$$\sigma_1 = q f \sqrt{u^2 + s^2} = q f \frac{u}{\cos \alpha}$$

und als Quotienten zur Angriffsarbeit, welche in diesem Falle für eine Umdrehung der Wurmepindel $P \cdot s$ ist

oder

$$\frac{f^2 + 1}{\left(1 + \frac{s}{u} f\right)^2} = \frac{u^2}{s^2}, \text{ mithin } \frac{s}{u} = \frac{1}{\sqrt{1 + f^2} - f} = t g \alpha_1$$

wird.

Dieses Resultat bestimmt den günstigsten Steigungswinkel, bei welchem der Verlust im Eingriffe auf den allergeringsten Werth herabgeht. Ausserdem zeigt es, dass, je kleiner f ist, das Verhältniss von $\frac{s}{u}$ sich umsomehr = 1 oder $\alpha_1 = 45$ Graden nähert.

Setzt man continuirliche Einfettung der Radzähne mit halbflüssiger Schmiere voraus, so ist f keinesfalls grösser als $\frac{1}{12}$ und hiefür

Bei möglichst vorteilhaften Ausführungen ist demnach der Kraftverlust im Eingriffe

dass die Steigung nicht mehr als $\frac{2}{3}$ Spindeldurchmesser, oder der Steigungswinkel α_0 nicht mehr als $7^\circ + 8'$ betragen dürfte.

Wird entgegen dem behandelten Falle das Rad von der Schraubspindel getrieben, so ist übereinstimmend mit allen Werken

$$p = \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{\cos \alpha - f \sin \alpha} P,$$

und bezüglich

$$f = t g \varphi = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} = \frac{\sin (\alpha + \varphi)}{\cos (\alpha + \varphi)} P = P t g (\alpha + \varphi).$$

und der dabei vorhandene Wirkungsgrad nach *Wbch*, wenn p_0 die nöthige Triebkraft für $f = 0$ darstellt:

welcher Ausdruck für $\sin(2\alpha + \varphi) = 1$ ein Maximum wird. Der günstigste Wirkungsgrad wird also hierbei erreicht, wenn man $(2\alpha + \varphi) = 90^\circ$, mithin $\alpha = (45^\circ - \frac{\varphi}{2})$ macht. Der Werth von $\frac{\varphi}{2}$ findet sich aus $f = tg \varphi$, welcher in diesem Falle der minder sorgfältigen Einfettung wegen, weil man mit dieser Anordnung leicht grosse Widerstände überwindet, höchstens mit $\frac{1}{8}$ in Rechnung zu bringen ist. Behält man für $f = 0,125 = tg \varphi$, so ist $\varphi = 7^\circ 8'$, daher $\frac{\varphi}{2} = 3^\circ 34'$ und die günstigste Schraubsteigung nur $41^\circ + 26'$.

Der günstigste Wirkungsgrad bei Wurm-schraubtrieben ist ohne Einbeziehung der Zapfenreibungen gemäss

$$\frac{p_0}{p} = \frac{tg(41^\circ + 26')}{tg(48^\circ + 34')} = \frac{0,88265}{1,13295} = 0,779.$$

Jede Abweichung von dieser Steigung gestaltet den Nutzeffect ungünstiger.

Fragt man um den kleinsten Druck, welchen man zur Ueberwindung des Radwiderstandes am Umfang der Schraubspindel benöthigt, so erfährt man durch die Gleichung $p = Ptg(\alpha + \varphi)$, wenn man sich $\alpha = 0$ denkt, dass er nicht unter $p = Ptg \varphi = fP$ herabgehen könne.

Prüft man ausser dem Eingriffsverluste auch noch die andern Widerstände, so ergibt sich, dass nebst dem Druck q auch die Kräfte P und p auf die Zapfen der beiden Achsen wirkend, die Widerstände nicht unbeträchtlich vermehren. Der Druck P erzeugt, indem er die Schraube nach der Länge weiter zu schieben sucht, am Zapfen δ Stirnreibung, als Gegendruck auf den Zapfen d und D der Radachse Seitenreibung, und weil er am Radius r angreift, auf den Zapfen δ und Δ der Schraubachse l_1 etwas Klemmreibung.

Ebenso erzeugt der Druck p , indem er das Rad flach zu brechen sucht, auf den Zapfen d und D der Radachse l Klemmreibung, am Zapfen δ Stirnreibung, und als Gegendruck auf δ und Δ Reibung am Zapfenumfang.

$$\sigma_1 = \pi f_1 p \left[\frac{R}{l} (D + d) \cdot \frac{1}{n} + \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{n} + \frac{\delta + \Delta}{2} \right] + \pi f_1 P \left(\frac{r}{l_1} (\delta + \Delta) + \frac{2}{3} \delta + \frac{1}{n} \left(\frac{D + d}{2} \right) \right]$$

und im Verhältniss zur Wirkungsarbeit am Rade ausgedrückt:

$$\frac{\sigma_1}{P s} = \pi f_1 \frac{p}{P u tg \alpha} \left[\frac{R}{l} (D + d) \frac{1}{n} + \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{n} + \frac{\delta + \Delta}{2} \right] + \pi f_1 \frac{1}{u tg \alpha} \left[\left(\frac{r}{l_1} (\delta + \Delta) + \frac{2}{3} \delta + \frac{1}{n} \left(\frac{D + d}{2} \right) \right) \right]$$

$$= \frac{f_1}{2} \frac{tg(\alpha - \varphi)}{tg \alpha} \left[\frac{R}{l} \left(\frac{D + d}{r} \right) \cdot \frac{1}{n} + \frac{2}{3n} \cdot \frac{d}{r} + \frac{\delta + \Delta}{2r} \right] + \frac{f_1}{2} \cdot \frac{1}{tg \alpha} \left[\left(\frac{r}{l_1} \cdot \frac{\delta + \Delta}{r} + \frac{2}{3} \frac{\delta}{r} + \frac{1}{n} \right) \frac{D + d}{2r} \right].$$

Die Summe aller durch Reibung herbeigeführten Arbeits-Verluste ist dann als Quotient zur Angriffskraft beim Rad-schraubtriebe

$$Z_a = f \left(\frac{1}{tg \alpha} + tg(\alpha - \varphi) \right) + \frac{f_1}{2} \frac{tg(\alpha - \varphi)}{tg \alpha} \left(\frac{R(D + d)}{l} \frac{1}{r} \frac{1}{n} + \frac{2}{3n} \cdot \frac{d}{r} + \frac{\delta + \Delta}{2r} \right) + \frac{f_1}{2} \cdot \frac{1}{tg \alpha} \left(\frac{r}{l_1} \cdot \frac{\delta + \Delta}{r} + \frac{2}{3} \cdot \frac{\delta}{r} + \frac{1}{n} \cdot \frac{D + d}{2r} \right)$$

$$= f \left(\frac{1}{tg \alpha} + \frac{tg \alpha - f}{1 + f tg \alpha} \right) + \frac{f_1}{2} \cdot \frac{1 - f \cot \alpha}{1 + f tg \alpha} \left(\frac{R(D + d)}{l} \frac{1}{r} \frac{1}{n} + \frac{2}{3n} \cdot \frac{d}{r} + \frac{\delta + \Delta}{2r} \right) + \frac{f_1}{2} \cdot \frac{1}{tg \alpha} \left(\frac{r}{l_1} \cdot \frac{\delta + \Delta}{r} + \frac{2}{3} \cdot \frac{\delta}{r} + \frac{1}{n} \cdot \frac{D + d}{2r} \right)$$

$$= f \left(\frac{u}{s} + \frac{\frac{s}{u} - f}{1 + f \frac{s}{u}} \right) + \frac{f_1}{2} \frac{1 - \frac{u}{s} f}{1 + f \frac{s}{u}} \left(\frac{R(D + d)}{l} \frac{1}{r} \frac{1}{n} + \frac{2}{3n} \cdot \frac{d}{r} + \frac{\delta + \Delta}{2r} \right) + \frac{f_1}{2} \cdot \frac{u}{s} \left(\frac{\delta + \Delta}{l_1} + \frac{2}{3} \frac{\delta}{r} + \frac{1}{n} \cdot \frac{D + d}{2r} \right)$$

und beim Wurm-schraubgetriebe wegen $\frac{\sigma_1}{p u} = f \frac{q}{p} \cdot \frac{1}{\cos \alpha}$ als auch $\frac{q}{p} = \frac{P}{p} \cos \alpha + \sin \alpha = \frac{\cos \alpha}{tg(\alpha + \varphi)} + \sin \alpha$

$$Z_b = \frac{f}{\cos \gamma} \left(tg \alpha + \frac{1}{tg(\alpha + \varphi)} \right) + \frac{f_1}{2} \left(\frac{R(D + d)}{l} \frac{1}{r} \frac{1}{n} + \frac{2}{3n} \cdot \frac{d}{r} + \frac{\delta + \Delta}{2r} \right) + \frac{f_1}{2} \left(\frac{r}{l_1} \cdot \frac{\delta + \Delta}{r} + \frac{2}{3} \frac{\delta}{r} + \frac{1}{n} \cdot \frac{D + d}{2r} \right) \times \frac{1}{tg(\alpha + \varphi)}$$

Die Reibungslänge an den Zähnen ist gegen andere unvermeidliche Fehler zu unbedeutend, daher nicht zu berücksichtigen, kann aber bei ängstlichen Berechnungen durch Hinzufügung von $\frac{1}{2}$ Zahnlänge \times Gangzahl zum Schraubweg in die Widerstände einbezogen werden. Ebenso unwesentlich für die Reibung ist der wirkliche Zahndruck K , welcher $\frac{P}{\cos \gamma}$ gleich ist. γ braucht bei keiner Ausführung mehr als 6° zu betragen, wesshalb $\frac{1}{\cos 6^\circ} = 1,0055$ jederzeit ohne bemerkbaren Einfluss auf den ohnehin kleinen Werth der Reibung bleibt. Principiell aber könnte diesem meist verschwindenden Einfluss durch Multiplication der Eingriffsreibung mit $\frac{1}{\cos \gamma}$ besonders dort, wo selbe etwas grösser ist, Rechnung getragen werden.

Die eben angedeuteten Zapfenwiderstände werden, wenn f_1 deren Reibungscoefficient ist, wie folgt, ausgedrückt:

Achszapfenreibung von p für eine Radumdrehung ist

$$d \pi f_1 p \cdot \frac{R}{l} + D \pi f_1 p \cdot \frac{R}{l} + \frac{2}{3} d \pi f_1 p$$

" " von P für eine Radumdrehung ist

$$d \pi f_1 p \frac{P}{2} + D \pi f_1 p \frac{P}{2}, \text{ wobei das Rad}$$

auf der Achsmittle zu wirken hat.

" " von P für eine Spindelumdrehung ist

$$\frac{2}{3} d \pi f_1 P + \delta \pi f_1 P \cdot \frac{r}{l_1} + \Delta \pi f_1 P \cdot \frac{r}{l_1}$$

" " von p für eine Spindelumdrehung ist

$$\delta \pi f_1 \frac{p}{2} + \Delta \pi f_1 \frac{p}{2}, \text{ wobei der Angriff}$$

nahe der Achsmittle vorausgesetzt wird.

Bestimmt man noch die Uebersetzungszahl des Rades zur

Spindel $n = \frac{\text{Zähnezahl}}{\text{Wurmzahl}}$, so bekommt man als Summe der Zapfenreibungen beim Schraubgetriebe für eine Umdrehung der Schraubspindel:

$$Z_b = \frac{f}{\cos \gamma} \left(tg \alpha + \frac{1 - f tg \alpha}{f + tg \alpha} \right) + \frac{f_1}{2} \left(\frac{R}{l} \cdot \frac{D+d}{r} \cdot \frac{1}{n} + \frac{2}{3n} \cdot \frac{d}{r} + \frac{\delta + \Delta}{2r} \right) + \frac{f_1}{2} \left(\frac{\delta + \Delta}{l_1} + \frac{2}{3} \frac{\delta}{r} + \frac{1}{n} \cdot \frac{D+d}{2r} \right) \cdot \frac{1 - f tg \alpha}{f + tg \alpha}$$

$$= \frac{f}{\cos \gamma} \left(\frac{s}{u} + \frac{1 - f \frac{s}{u}}{f + \frac{s}{u}} \right) + \frac{f_1}{2} \left(\frac{R}{l} \cdot \frac{D+d}{r} \cdot \frac{1}{n} + \frac{2}{3n} \cdot \frac{d}{r} + \frac{\delta + \Delta}{2r} \right) + \frac{f_1}{2} \left(\frac{\delta + \Delta}{l_1} + \frac{2}{3} \frac{\delta}{r} + \frac{1}{n} \cdot \frac{D+d}{2r} \right) \cdot \frac{1 - f \frac{s}{u}}{f + \frac{s}{u}}$$

Beide Reibungen werden einander gleich, sobald wie bei gleichen senkrecht aufeinander stehenden Schraubrädern $\alpha = 45^\circ$, $s = u$, $\delta = d$, $r = R$, $\Delta = D$ und $n = 1$

ist. Der Arbeitsverlust bei gleichen rechtwinklig zusammengreifenden Schraubrädern beträgt demnach

$$Z_c = f \left(1 + \frac{1-f}{1+f} \right) + \frac{f_1}{2} \left(\frac{D+d}{l} + \frac{2}{3} \cdot \frac{d}{R} + \frac{D+d}{2R} \right) \left(1 + \frac{1-f}{1+f} \right)$$

$$= \left(1 + \frac{1-f}{1+f} \right) \left[f + \frac{f_1}{2} \left(\frac{D+d}{l} + \frac{2}{3} \frac{d}{r} + \frac{D+d}{2r} \right) \right]$$

als Quotienten zur Angriffsarbeit ausgedrückt.

Werden hiebei die Durchschnittswerthe der Reibung für $f = \frac{1}{10}$ und $f_1 = \frac{1}{16}$ als wirksam vorausgesetzt, so bekommt man bei Schraubrädern den Verlust

$$= \frac{20}{11} \left[\frac{1}{10} + \frac{1}{32} \left(\frac{D+d}{l} + \frac{2}{3} \frac{d}{r} + \frac{D+d}{2r} \right) \right] = 0,182 + 0,057 \left(\frac{D+d}{l} + \frac{2}{3} \frac{d}{r} + \frac{D+d}{2r} \right)$$

und wenn die Verhältnisse von

$$\frac{D+d}{l} = \frac{1}{4}, \quad \frac{d}{r} = \frac{1}{4}, \quad \frac{D+d}{2r} = \frac{1}{4}$$

in Betracht kommen,

$$= 0,182 + 0,057 \left(\frac{1}{4} + \frac{1}{6} + \frac{1}{4} \right) = 0,182 + 0,038 = 0,22, \text{ rund } \frac{2}{9}$$

von der Angriffskraft.

Ungünstiger gestaltet sich die Reibung bei Wurm-schraubtrieben, welche dazu benützt werden, um mittelst eines geringen Angriffsdruckes zeitweise sehr grosse Widerstände zu überwinden. Um hiebei jedes noch so geringe Zurückweichen auszuschliessen, werden gewöhnlich die Verhältnisse

$$s = \frac{1}{3} 2r = \frac{2}{3} r, \quad \frac{R}{l} = \frac{1}{2}, \quad \frac{D+d}{r} = 2, \quad \frac{d}{r} = \frac{7}{8}, \quad \frac{\delta + \Delta}{2r} = \frac{3}{4}, \quad \frac{r}{l_1} = \frac{1}{12}, \quad \frac{\delta}{r} = \frac{2}{3}, \quad n = 42 \text{ und } \gamma = 5^\circ$$

auf einen Wurm drückend angewendet, Hiefür ist

$$\frac{s}{u} = \frac{1}{3\pi} = 0,106 = tg \alpha_1,$$

mithin die Reibung

$$\frac{f}{\cos 5^\circ} \left(0,106 + \frac{1 - f \cdot 0,106}{0,106 + f} \right) + \frac{f_1}{2} \left(\frac{1}{2} \cdot 2 \cdot \frac{1}{42} + \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{42} \cdot \frac{7}{8} + \frac{3}{4} \right) + \frac{f_1}{2} \left(\frac{1}{8} + \frac{4}{9} + \frac{1}{42} \right) \frac{1 - f \cdot 0,106}{0,106 + f},$$

und wenn dabei die üblichen Coefficienten, nämlich $f = 0,125$ und $f_1 = 0,08$ einwirken, so bedeutend, dass selbe

$$= \frac{1}{7,968} \left(0,106 + 4,271 \right) + 0,04 \cdot \frac{56,67}{72} + 0,04 \cdot \frac{42,67}{72} \cdot 4,271 = 0,549 + 0,031 + 0,101 = 0,681$$

von der Triebarbeit ausmacht.

Am wenigsten nachtheilig wird die Triebkraft bei Radschraubtrieben zur fast plötzlichen Umsetzung in Schnellarbeit mittelst der günstigsten Schraubsteigung verwendet. Macht man wie häufig zu solchen Zwecken.

$$\alpha = 48^\circ, \quad \frac{R}{l} = \frac{2}{3}, \quad \frac{D+d}{r} = 2, \quad n = 32, \quad \frac{\delta}{r} = \frac{1}{2}, \quad \frac{d}{r} = 1, \quad \frac{r}{l_1} = \frac{1}{15} \text{ und } \frac{\delta + \Delta}{r} = \frac{5}{4},$$

so erleidet man hiebei durch Reibung den Verlust

$$st = f \left(\frac{1}{1,11} + \frac{1,11 - f}{1 + f \cdot 1,11} \right) + \frac{f_1}{2} \left(\frac{2}{3} \cdot 2 \cdot \frac{1}{32} + \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{32} + \frac{5}{8} \right) \frac{1 - f}{1 + f \cdot 1,11} + \frac{f_1}{2} \left(\frac{1}{15} \cdot \frac{5}{4} + \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{2} + \frac{1}{32} \right) \frac{1}{1,11}$$

von der Arbeitskraft.

Verwendet man nebstdem zum Anfetten der Schraubzähne continuirlich halbflüssige Schmiere und zum Schmieren der Zapfen gutes Oel, so hat man für f nur $\frac{1}{12} = 0,084$ und für $f_1 = \frac{1}{16} = 0,064$ einzusetzen, um den ziemlich geringen Gesamt-Verlust

$$st = 0,084 \left(0,9 + \frac{1,11 - 0,084}{1 + 0,093} \right) + 0,032 \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{48} + \frac{30}{48} \right) \frac{1 - 0,075}{1 + 0,093} + 0,032 \left(\frac{1}{12} + \frac{1}{3} + \frac{1}{32} \right) \frac{1}{1,11}$$

$$= 0,084 \cdot 1,84 + 0,027 \frac{11}{16} + 0,029 \cdot \frac{43}{96} = 0,154 + 0,0186 + 0,013 = 0,186$$

dieser Einrichtung mit nahe $\frac{3}{16}$ der Angriffsarbeit zu bekommen.

Wie man aus diesen Ergebnissen ersehen und den Beziehungen der Gleichungen beurtheilen kann, macht den grössten Theil der Verluste die Reibung des Eingriffes im ersten Ausdrucke aus.

Der zweite Theil wird niemals von Bedeutung, zeigt aber, dass man lange Achsen, grosse Uebersetzung, besonders aber zum Halbmesser der Schraubachse günstige Schraubzapfen, mithin Stahllachsen anwenden solle.

Aus dem dritten Theil der Gleichungen ist hingegen zu entnehmen, dass nicht nur kleine Steigungswinkel, sondern auch unvollkommene Verhältnisse der Schraubachse die Reibung bei Schraubgetrieben wesentlich erhöhen.

Wägt man die vorliegenden Resultate gegenseitig sowie im Vergleich zur Praxis ab, so findet sich, dass

Wurmschraub-Getriebe zur Ueberwindung grosser Widerstände mit unbedeutender Angriffskraft dort, wo sie selten benützt werden, mithin wenig Arbeit absorbieren, oder wo sie zur Einstellung und gleichzeitiger Haltung der Maschinentheile wie bei Aufzügen und Lagereinstellungen dienen, besonders aber zur Erzeugung sehr feiner Bewegungen ihrer Verlässlichkeit und Einfachheit wegen allen anderen Einrichtungen vorzuziehen sind. Schon Redtenbacher sagt im I. Bande seines Maschinenbaues, dass sich Wurmschraubtriebe zur Uebertragung grösserer Arbeitskräfte, trotzdem sie der compendiöseste Mechanismus sind, der raschen Abnützung wegen nicht empfehlen; dass

Schraubräder mit nahe gleichen Halbmessern nur dort gerechtfertigt erscheinen, wo sie nur einen sehr geringen Theil der Gesamtarbeit ableiten, oder wo durch deren Verwendung sonst unerreichbare Vereinfachungen des Werkes herbeigeführt werden.

Die Anwendung von einfachen Radschraubtrieben ist gegenüber anderen Anordnungen trotz des ruhigen Ganges und der erreichten Einfachheit aus Ursache der grösseren Reibung, welche die vorzeitige Abnützung der einzelnen Theile befördert, unter gewöhnlichen Umständen als unvortheilhaft zu bezeichnen.

Wenn sie aber trotzdem hie und da zur unmittelbaren Hervorbringung grosser Umdrehungsschnelligkeiten bei Ventilatoren, Dreschmaschinen, Holzfressen und anderen schnellwirkenden Einrichtungen ausgeführt erscheinen, so hat hiebei stets das Bestreben, durch Einfachheit wohlfeil ruhigen Gang zu erreichen, vorgewaltet.

Zur Entwicklung ausserordentlich grosser Umdrehungsschnelligkeiten aber dürften Radschraubtriebe den einzigen Mechanismus bilden, welcher bei ruhigem Gang einfach bleibt, sicher wirkt und des sehr geringen Druckes wegen auch noch günstiger wie andere Anordnungen die zugewiesenen Leistungen verrichtet.

Fragt man endlich um den Vortheil, welchen die weitere Ausbildung der Radschraubtriebe mittelst Gleitrollen herbeiführt, so ist die Vorfrage ihrer Zulässigkeit dahin zu beantworten, dass Rollschraubtriebe aus Ursache des geringen Triebdruckes zulässig erscheinen, und dass Gleitrollen, neben einander gereiht, die Schraubsteigung bildend, nur dann ein günstiges Ergebniss versprechen, wenn sie von der Centrifugalkraft unabhängig wirken und in ihrer fortgesetzten Umdrehung nicht im mindesten alterirt werden.

Unter diesen Voraussetzungen bekommt man für die rollende Eingriffsreibung $= qfr \cdot \frac{u}{\cos \alpha}$; weil $\frac{u}{\cos \alpha}$ der Rollweg für eine Umdrehung ist; die Rollachsenreibung $= qf_1 \cdot \frac{u}{\cos \alpha} \cdot \frac{1}{w}$; wenn w das Verhältniss der Rollen zu ihren Zapfen bezeichnet; und

die Rollschraubreibung $= q \frac{u}{\cos \alpha} \left(fr + \frac{f_1}{w} \right)$, woraus zu entnehmen ist, dass sich bei derart construirten Eingriffen, weil fr immer sehr klein und w grösser als 2 ist; der summirte Reibungscoefficient in beträchtlichem Maasse vermindert.

Practisch ist fr in keinem Falle grösser als $\frac{1}{10}$ und w selten kleiner als wie 4, daher bei erträglichen Ausführungen die Schraubreibung des Rolleingriffes

$$= q \frac{u}{\cos \alpha} \left(\frac{1}{60} + \frac{1}{4,15} \right) = \frac{1}{30} q \cdot \frac{u}{\cos \alpha}.$$

Der Reibungscoefficient vermindert sich also bis auf $\frac{1}{30}$, während er bei einfachen Schraubeingriffen nicht weniger als $\frac{1}{12}$ beträgt.

Durch eine solche Vervollkommnung wird der Coefficient für den ersten Theil der voran entwickelten Reibungsgleichungen mindestens auf $\frac{2}{3}$ des gewöhnlichen Werthes herabgesetzt und man kann darauf gestützt aus den schon berechneten Werthen folgern, dass der Reibungsverlust so gearteter Rollschraubtriebe keinesfalls grösser als

$$0,067 + 0,02 + 0,03 = 0,1,$$

mithin selten bedeutender ausfällt, als wenn man zur Erreichung so beträchtlicher Uebersetzungen mehrfache Zahnräder oder Riemenscheiben benützt.

Was die Ausführung anbelangt, so ist sie unzweifelhaft schwieriger und kostspieliger als die von Zahntrieben.

Bezüglich der Dauer und Erhaltungskosten werden beide Einrichtungen einander beinahe gleichkommen; Rollschraubtriebe erfordern aber eine sorgfältigere Wartung.

Die Werke, welche Verluste bei Schraub-Eingriffen, Schraub- und Konoidrädern beleuchten, sind im III. Bande von Weisbachs Ingenieur-Mechanik angegeben.

Ant. Hlubek.

Verhandlungen des Vereins.

Wochenversammlung am 3. November 1866.

Vorsitzender: der Vereinsvorsteher Herr Oberbaurath Fr. Schmidt.
Anwesend 95 Mitglieder.

Der Herr Vorsitzende eröffnete diese erste Versammlung der beginnenden Saison, indem er mit Beziehung auf die erschütternden Ereignisse des letzten Sommers die Vereinsmitglieder aufforderte, einträchtig, mit klarer Einsicht und mannhaftem Muthe zum Wohle des Vaterlandes zu wirken.

Hierauf erinnerte der Redner an den herrlichen Sieg bei Lissa und lud die Versammlung ein, den ausgezeichneten Vereinsmitgliedern, deren Genie dem Admiral die Mittel zum Siege geschaffen, die Anerkennung des Vereins öffentlich kundzugeben, worauf sich die ganze Versammlung mit lautem Beifall erhob.

Auf die Thätigkeit des Vereins im letzten Sommer übergehend, erwähnte Redner zunächst der ehrenvollen Anerkennung, welche der reichen Baustein-Sammlung des Vereins bei der landwirthschaftlichen Ausstellung durch Zuerkennung der grossen silbernen Medaille zu Theil wurde; dann der anerkennenswerthen und erfolgreichen Bemühungen der Herren Obergeringieure J. Winterhalder und Architekt Fr. Poduschka, bei der Einrichtung einer zweckmässigen Heizung und Ventilation des grossen Vereinsaales. Die Versammlung erhob sich zum Zeichen des Dankes gegen diese verdienten Vereinsmitglieder.

Zum Schlusse gab der Vorsitzende bekannt, dass in der beginnenden Saison die Vorträge der Ingenieure und Architekten nicht mehr getrennt, sondern in gemeinschaftlichen Versammlungen stattfinden werden, um die beiderseitigen Interessen möglichst nahe zu verbinden.

Herr Architekt A. Prokop, welcher während des letzten Sommers mit Bauten in Kiel beschäftigt war, hielt einen Vortrag über den nord-deutschen Ziegelbau unter Vorlage zahlreicher Photographien.

Der Herr Redner hatte die Güte, eine ausführliche Mittheilung und diesen inhaltsreichen Vortrag für diese Zeitschrift zuzusichern.

Herr Maschinenfabrikant C. Pfaff sprach über die neueren englischen Dampfmaschinen und das bei denselben hervortretende Streben nach einer grossen Kolbengeschwindigkeit, indem er die Vor- und Nachteile dieser Maschinen beleuchtete und erörterte, in welcher Weise die einzelnen Maschinentheile gegenüber der bisherigen Praxis geändert werden müssen, um mit Vortheil grosse Kolbengeschwindigkeit zu erzielen.

Wochenversammlung am 10. November 1866.

Vorsitzender: der Vorsteher-Stellvertreter Herr Maschinenfabrikant C. Pfaff.

Anwesend 145 Mitglieder.

Herr Architekt Th. Hansen legte photographische Copien der von dem königl. bayr. Baurathe Neureuter entworfenen Pläne für das neue Polytechnicum zu München vor, indem er dieselben zugleich erklärte und kritisch beleuchtete.

Herr Professor J. Schlesinger hielt einen interessanten Vortrag über das Wesen der neueren Geometrie und der graphischen Statik.

Herr Ingenieur F. Kleeblatt hielt einen durch Zeichnungen und Modelle erläuterten Vortrag über eine neuere Methode, Wasserleitungsröhren zu legen und wasserdicht zu verbinden, welche auf den Linien der Südbahngesellschaft seit einiger Zeit in ausgedehntem Maasse und mit wesentlichem Vortheile in Anwendung gebracht wird.

Protocoll

der Monatsversammlung am 17. November 1866.

Vorsitzender: Der Vereins-Vorsteher Herr Oberbaurath Fr. Schmidt.
Anwesend: 132 Vereinsmitglieder.

Schriftführer: Der Vereins-Secretär F. M. Friese.

1. Das Protocoll der Monatsversammlung am 7. April 1866 wird verlesen, richtig befunden und unterzeichnet.

2. Der Herr Vorsitzende theilt mit, dass er dem Gemeinderathe von Wien im Namen des Vereins dessen Mitwirkung bei Feststellung des Generalplanes von Wien angeboten und zu diesem Zwecke um zeitweilige Ausstellung des bezeichneten Planes im Vereinssaale gebeten habe. Dieses Anerbieten sei jedoch von Seite des Gemeinderathes irrig aufgefasst und abgelehnt worden.

So wenig dieses Verkennen des nur dem uneigennützigen Bürgersinne des Vereins entsprungenen Anerbietens erwartet werden konnte, bleibe doch vor der Hand nichts übrig, als diese Angelegenheit auf sich beruhen zu lassen.

Diese Mittheilung wurde ohne Bemerkung zur Nachricht genommen.

3. Der Geschäftsbericht für die Zeit vom 8. April bis 17. November 1866 wurde vorgetragen und ohne Bemerkung zur Nachricht genommen.

4. Hierauf folgten wissenschaftliche Vorträge, mit welchen die Sitzung beschlossen wurde.

Geschäftsbericht für die Zeit vom 6. Mai bis 17. November 1866.

A. Aus dem Vereine sind ausgeschieden die Herren:

Czernek von Wartenberg J., Stationschef der priv. österr. Staats-eisenbahn-Gesellschaft in Temesvar, gestorben.

Dall' Acqua Giuseppe, Inspector der lomb.-venet. Eisenbahn-Direction in Verona.

Fernkorn Anton Ritter von, Bildhauer und Erzgiesser in Wien.

Fischer v. Rösslerstamm Franz, Inspector der pr. Südbahn in Wien.

Frick Hugo, Ingenieur der priv. österr. Staatseisenb.-Gesellschaft in Pest.

Gabriel Carl, Vice-Director des Wiener Stadtbauamtes in Wien, gestorben.

Gruber Franz, k. k. Oberlieutenant im Genie-Stabe in Wien.

Haardt Wilhelm, Eisenwerksbesitzer und Director in Wien.

Hutzler Franz, k. k. Bauadjunct und Architekt in Wien.

Jant Alois, Ingenieur-Eleve der priv. österr. Staatseisenbahn-Gesellschaft in Wien.

Jurié Julius, Techniker in Wien.

Kürz Gustav, Baubeamter in Wien.

Libarzik Franz, Dr. der Medicin und Chirurgie in Wien, gestorben.

Löhr Moriz Ritter von, Sectionsrath im k. k. Staatsministerium in Wien.

Massiczek Josef, k. Rath und Director der Brünn-Rossitzer Eisenbahn in Brünn, gestorben.

Pesta Constantin, k. k. Oberlieutenant im 1. Genie-Regiment in Krakau.

Pohl Josef, Ingenieur der k. k. n. ö. Statthalterei in Wien, gestorben.

de Rigel A. P., Architekt und Civilingenieur in Wien.

Rischka Franz, Ingenieur und Architekt der a. pr. Kaiser Ferdinands-Nordbahn in Wien.

Rodlberger Josef, pens. Obergeringenieur der k. k. n. ö. Landesbau-Direction in Wien.

Rosenauer Peter, Architekt und Bauführer bei der kath. Kirche in Schöna, gestorben.

Schifkorn Rudolf, k. k. Werkführer der Telegraf-Werkstätte in Wien.

Schönerer Johann, Verkehrs-Chef der pr. österr. Staatseisenbahn-Gesellschaft in Wien.

Schwarz Anton, Mechaniker in Wadowice, gestorben.

Szent-Györgyi Alexis von, Ingenieur der pr. österr. Staatseisenbahn-Gesellschaft in Pest.

Trathnigg Jos., pens. Inspector der k. k. n. ö. Landesbau-Dir. in Wien.

B. Als wirkliche Mitglieder wurden während des Sommers durch Circulando-Abstimmung aufgenommen die Herren:

Engelhard C., Ingenieur-Assistent der a. pr. Kaiser Ferdinands-Nordbahn in Wien.

Frieb Gustav, techn. Beamter der k. k. pr. Riunione Adriatica di Sicurtà in Wien.

Sturany Johann, Stadtbaumeister in Wien.

Theuer Isidor, Ingenieur in Czakaturn.

C. Zur Aufnahme als wirkliche Mitglieder wurden vorgeschlagen die Herren:

Doderer Wilhelm, k. k. Professor am polytechn. Institute in Wien, durch Herrn A. Köstlin.

Göbel Leon, Ingenieur in Wien, durch Herrn P. Ritter v. Rittinger.

Goller Gustav, k. k. Artillerie-Oberwerkführer im Arsenal in Wien, durch Herrn H. Zipperling.

Gunesch Rudolf, Professor der Ingenieur-Wissenschaften am k. k. polytechn. Institute in Wien, durch Herrn R. Ritter von Grimbürg.

Jahn Johann, Ingenieur-Assistent des Stadtbauamtes in Wien, durch Herrn C. Mihatsch.

Leber Maximilian von, Ingénieur, ancien élève de l'école des Ponts et Chaussées in Wien, durch Herrn E. Pontzen.

Slovak Josef, Architekt und Assistent am k. k. polytechn. Institut in Wien, durch Herrn J. Höltschl.

Steinmann Theodor, Ingenieur der pr. Südbahn-Gesellschaft in Wien, durch Herrn F. Kamper.

Walter Franz, Ingenieur in Wien, durch Herrn E. Gerlich.

Ybl Nicolaus, Architekt in Pest, durch Herrn M. Schimmelbusch.

Zobel Otto, Hüttenverwalter des Schienenwalzwerkes bei Floridsdorf, durch Herrn E. Leyser.

Herr Civilingenieur Aug. Fölsch hielt einen interessanten, durch zahlreiche Pläne erläuterten Vortrag über die neuen Communalbauten in Brüssel, durch welche der alte ungesunde Stadttheil in zweckmässiger Weise regulirt und verschönert, der durch häufige Ueberschwemmungen schädliche Senne-Fluss regulirt und auf seine ganze Länge innerhalb der Stadt überwölbt, endlich grossartige Canäle zur Abführung des Unrathes erbaut und zugleich die Verwerthung dieses Unrathes eingeleitet werden.

Die Ausführung dieser sämmtlichen Arbeiten wurde von Seite der Brüsseler Commune einer Privatgesellschaft übergeben, welche diese grossartigen Bauten in 3½ Jahren beenden soll.

Herr Oberbaurath Fr. Schmidt brachte eine reiche Sammlung von architektonischen Aufnahmen und Studien zur Ausstellung, welche der Architekt Herr Ferencz Schulz auf einer Reise in Palma (Spanien) gemacht und eingesendet hatte. Herr Oberbaurath Fr. Schmidt erklärte mehrere dieser interessanten Aufnahmen und machte nebenbei auf die deutschen Einflüsse aufmerksam, welche sich bei den dortigen mittelalterlichen Bauten bemerkbar machen. Bekanntlich ist der Dom zu Burgos von Kölner Baumeistern erbaut worden.

Herr Berghauptmann F. M. Friese zeigte einen über 160 Fuss langen Drehspann von Neuberger Bessemer-Metall vor, welcher einen neuen Beweis für die Vorzüglichkeit dieses Productes des Aerial-Eisenwerkes Neuberger liefert.

Literaturbericht.

Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie von Dr. Gustav Zeuner. Zweite vollst. umgearbeitete Auflage. Leipzig, Verlag von Arthur Felix 1866, 593 Seiten, gr. 8.

Besprochen von Gustav Schmidt, Professor am polytechnischen Landesinstitut zu Prag.

(Fortsetzung.)

Der zweite Abschnitt führt die Anwendung auf permanente Gase vor. Das Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz, schreibt Zeuner in der Form: (Seite 103)

$$pv = R(273 + t) \dots (21)$$

indem er für permanente Gase den Ausdehnungscoefficienten

$$\alpha = \frac{1}{273} = 0,003663$$

annimmt *).

Die Grösse R , die Constante des Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetzes hat für alle Zustände eines Gases denselben Werth, für verschiedene Gase aber verschiedene Werthe.

Für atmosphärische Luft von 1 Atmosphäre oder $p=10334$ Kilogramm Spannung per Quadrat-Meter bei $t=0^\circ$ beträgt nach Regnault das Gewicht eines Cubik-Meters $\frac{1}{v} = 1,293187$ Kilogramm, also ist für Luft

$$R = \frac{10334}{273 \cdot 1,293187} = 29,272 \dots (22)$$

Richtiger wäre für Luft $\frac{1}{\alpha} = 272,665$, also

$$R = \frac{10334}{272,665 \cdot 1,293187} = 29,307 \dots (23)$$

Die Anwendung der 3 Fundamentalgleichungen I, II, III auf Gase ist nun sehr einfach.

Denkt man sich p constant, so ist die für die Gewichtseinheit Gas erforderliche Wärmemenge für je 1° Cels. = c_p (die Wärmecapacität bei constantem Druck p). Setzt man also in III $dp=0$, und fügt wegen Constantenhaltung von p den Stellenzeiger p bei, so folgt:

$$dQ_p = A Y dv = c_p dt,$$

also

$$Y = \frac{c_p}{A} \left(\frac{dt}{dv} \right)_{p}^{**}$$

und ebenso, wenn v constant erhalten wird, und c_v die Wärmecapacität bei constantem Volumen (oder „rationelle Wärmecapacität“ Redtenbacher) bezeichnet, so ist:

$$dQ_v = A X dp = c_v dt$$

$$X = \frac{c_v}{A} \left(\frac{dt}{dp} \right)_v$$

Aus (21) folgt:

$$\left(\frac{dt}{dv} \right)_p p = \frac{p}{R}, \quad \left(\frac{dt}{dp} \right)_v v = \frac{v}{R},$$

also

$$Y = \frac{c_p}{A} \cdot \frac{p}{R}, \quad X = \frac{c_v}{A} \cdot \frac{v}{R} \\ \left(\frac{dY}{dp} \right) = \frac{c_p}{AR}, \quad \left(\frac{dX}{dv} \right) = \frac{c_v}{AR}$$

Im Mittel

- *) Für Wasserstoff ist bei constantem Druck $\alpha = 0,003661 \left\{ \frac{1}{\alpha} = 272,926 \right.$
 „ „ „ „ „ Volumen $\alpha = 0,003667 \left\{ \frac{1}{\alpha} = 272,665 \right.$
 „ atmosph. Luft ist bei constant. Druck $\alpha = 0,003670 \left\{ \frac{1}{\alpha} = 272,665 \right.$
 „ „ „ „ „ Volumen $\alpha = 0,003665 \left\{ \frac{1}{\alpha} = 272,665 \right.$
 „ Kohlensäure ist bei constantem Druck $\alpha = 0,003710 \left\{ \frac{1}{\alpha} = 270,343 \right.$
 „ „ „ „ „ Volumen $\alpha = 0,003688 \left\{ \frac{1}{\alpha} = 270,343 \right.$

**) Diese zweckmässige Bezeichnung der partiellen Differentialquotienten führt Zeuner Seite 541 ein.

Diess in (I) gesetzt, gibt:

$$c_p - c_v = AR \dots (24)$$

und in (II) gesetzt:

$$\frac{c_p}{A} \cdot \frac{p}{R} \cdot \frac{v}{R} - \frac{c_v}{A} \cdot \frac{v}{R} \cdot \frac{p}{R} = T$$

$$\frac{pv}{AR} (c_p - c_v) = T,$$

also wegen (24) mit Beachtung von (14)

$$\frac{pv}{R} = T = a + t,$$

somit nach (21) die für alle Körper constante Grösse a

$$a = 273 \dots (25)$$

und endlich obige Werthe in III eingesetzt, erhält man zunächst:

$$dQ = \frac{v c_v dp + p c_p dv}{R},$$

also wegen (24):

$$dQ = \frac{v c_v dp + p dv (c_v + AR)}{R} = \frac{c_v d(pv)}{R} + A p dv,$$

und da nach (21) $d(pv) = R dt$ ist:

$$dQ = c_v dt + A p dv \dots (26)$$

Verglichen mit (8), folgt:

$$A dU = c_v dt \dots (27)$$

oder wegen (2)

$$A (dJ + dW) = c_v dt,$$

und da bei constantem Volumen die Wärmemenge $c_v dt$ nur auf das innere Bewegungswerk $A dW$ verwendet wird, so ist allgemein für alle vollkommenen Gase

$$dJ = 0,$$

also J constant, somit wohl der Natur der Sache nach $J = 0$, d. h. die Gasmoleküle stossen sich weder ab, noch ziehen sie sich an. (Hypothese von Krönig.)

Die Integration von (27) gibt noch:

$$A (U_2 - U_1) = c_v (t_2 - t_1) \dots (28)$$

Die zweite Hauptgleichung hat sich hier auf das Ergebniss (25): $a = 273$ reducirt, so dass für alle Körper ohne Ausnahme

$$T = t + 273 \dots (29)$$

und für permanente Gase

$$pv = RT \dots (30)$$

zu setzen ist.

Dem entgegen stellt sich aus Hirn's Versuchen für überhitzten Wasserdampf bei 1 Atmosph. Spannung, deren Resultate Zeuner S. 441 mittheilt, die empirische Formel:

$$pv = 47 (263 + t) \dots (31)$$

heraus, was Zeuner schwerlich entgangen sein dürfte, obwohl er es nicht anführt. Man findet nämlich, wenn $p = 10334$ Kil. gesetzt wird, für

t	v nach (31)	v nach Versuch	Fehler
100	1,6510	1,6504	+ 0,0006
118,5	1,7350	1,74	- 0,0050
141	1,8374	1,85	- 0,0126
148,5	1,8716	1,87	+ 0,0016
162	1,9329	1,93	+ 0,0029
200	2,1058	2,08	+ 0,0258
205	2,1285	2,14	- 0,0115
246,5	2,3173	2,29	+ 0,0273

Nach den Versuchen Hirn's wäre also überhitzter Wasserdampf von einer Atmosphäre Spannung hinreichend genau dem Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetz

$$pv = R(a + t)$$

unterworfen, jedoch a nicht = 273, sondern = 263, was sehr gut mit dem Umstand harmonirt, dass auch schon für kohlen-saures Gas a nicht den Werth 273, sondern nur 270,343 besitzt.

Dies hindert jedoch nicht anzunehmen, dass das noch unbekannte wahre Gesetz des überhitzten Wasserdampfes, so wie aller nicht vollkommenen Gase und überhitzten Dämpfe nicht die Grösse $263 + t$ u. dgl., sondern wirklich die Grösse $T = 273 + t$ enthält, und auch in den noch unbekannten Gesetzen fester Körper nur die absolute Temperatur $T = 273 + t$ erscheint. Man kann immerhin auch das oben angeführte empirische Gesetz (31) des überhitzten Wasserdampfes in der Form schreiben:

$$pv = 47(T - 10);$$

doch scheint nach den Zeuner'schen Dampftabellen der numerische Werth der negativen Grösse in der Klammer mit p zu wachsen, dagegen für kleine Werthe von p das negative Glied sogar in ein positives überzugehen, worüber sich nichts Bestimmteres sagen lässt, weil Hirn nur bei 1 Atmosphäre experimentirt hat.

Immerhin bleibt es bemerkenswerth, dass der Factor 47 der Formel (31) dem Werthe von R entspricht, den ich aufgestellt habe, indem ich das Gay-Lussac--Mariotte'sche Gesetz in der von Zeuner nicht angeführten Form schrieb:

$$Apv = \frac{2}{m} T \dots (32) *$$

Hierin bedeutet m das chemische Molecülgewicht des Gases, wenn dessen Formel gleichvolumig mit NH_3 oder HCl geschrieben wird. Z. B. für überhitzten Wasserdampf, der so weit von dem Condensationspunct entfernt ist, dass er als dem Gasgesetz unterworfen angenommen werden darf, wäre die chemische Formel = H_2O^{**} , also wegen $H = 1$ und $O = 16$, $m = 18$, somit

$$Apv = \frac{1}{9} T \text{ und für } A = \frac{1}{423}, pv = \frac{423}{9} T = 47T,$$

$$\text{also } pv = 47(273 + t),$$

während sich in der Nähe des Condensationspunctes für $p = 10334$

$$pv = 47(263 + t) \text{ ergab.}$$

Die Gültigkeit der Gleichung (32) folgt a posteriori auf folgende Art:

Ist ϵ die Dichte des Gases im Vergleich zur Dichte der atmosphärischen Luft, und V das Volumen von 1 Kil. Luft bei der Spannung p und Temperatur T , so ist

$$v = \frac{V}{\epsilon},$$

$$\text{also nach (32): } \frac{ApV}{\epsilon} = \frac{2}{m} T, ApV = \frac{2\epsilon}{m} T,$$

$$\text{und wenn } \epsilon = Cm \dots (33)$$

gesetzt wird: $ApV = 2CT,$

$$\text{also das mechanische Wärmeäquivalent: } \frac{1}{A} = \frac{pV}{2CT}$$

und, da $\frac{pV}{T}$ = der Constanten R der atmosphärischen Luft = 29,307 [Gleichung (23)] bekannt ist:

$$\frac{1}{A} = \frac{29,307}{2C} \dots (34)$$

*) Siehe: „Ein Beitrag zur Mechanik der Gase“ im XXXIX. Bd. der Sitzungsberichte der kaiserl. Akademie der Wissenschaften. 1860.

Dasselbst heisst die Formel: $pv = \frac{2k}{q} T$, wobei $k = \frac{1}{A} = 423$ das mechanische Wärmeäquivalent bedeutet. Hier habe ich m statt q geschrieben, weil Zeuner mit q die Flüssigkeitswärme bezeichnet.

**) Wir bemerken, dass hier und im folgenden die 31 Atome $Al, Ba, C, Ca, Cd, Co, Cr, Cu, Fe, Hg, Jr, Mg, Mn, Mo, Ni, O, Os, Pb, Pd, Pt, Rh, S, Se, Si, Sn, Sr, Te, Ti, Zn, Zr, W$ nach neuer Schreibweise ein doppelt so grosses Atomgewicht besitzen, wie nach der älteren Schreibweise, z. B. $O = 16$ statt $O = 8$, daher Wasser = H_2O statt H_2O_2 .

Der Werth der absoluten Constanten C ergibt sich aus der Zusammensetzung der atmosphärischen Luft. Es ist nämlich für Sauerstoff = O_2 , das Molecülgewicht $m_1 = 32$ und für Stickstoff = N_2 , $m_2 = 28$, also sind deren Dichten, nach (33)

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_1 &= 32C \\ \epsilon_2 &= 28C \end{aligned} \right\} \dots (35)$$

Bestehen demnach 100 Volumen Luft aus x Vol. Sauerstoff und $(100 - x)$ Volumen Stickstoff, und ist das Gewicht von 1 Vol. Luft = λ , so ist das Gewicht von 100 Vol. Luft einerseits = 100λ , und anderseits $x\epsilon_1\lambda + (100 - x)\epsilon_2\lambda$, also:

$$x\epsilon_1 + (100 - x)\epsilon_2 = 100,$$

d. i. nach (35):

$$32Cx + 28C(100 - x) = 100,$$

$$4Cx + 2800C = 100,$$

$$4C(x + 700) = 100,$$

$$C = \frac{25}{x + 700} \dots (36)$$

Nach Regnault und Reiset ist

$$x = 20,96,$$

womit folgt:

$$C = 0,0346760 \dots (37)$$

also

$$\left. \begin{aligned} \epsilon &= 0,034675m \\ m &= 28,905 \end{aligned} \right\} \dots (38)$$

Zur Controle dieser Beziehung folgt gegenüberstehende Tabelle über die Gasdichten ϵ (Seite 257):

Der Beobachtungsfehler beträgt:

0% bei 2 Verbindungen			
bis 1%	14	"	zusammen + 7,1
bis -1%	17	"	- 6,8
über 1%	9	"	+ 15,7
über -1%	2	"	- 5,5

$$\text{Bei 44 Gasarten } \left\{ \begin{array}{l} \text{Algebraische Summe} + 10,5 \\ \text{Arithmetische Summe} 35,1. \end{array} \right.$$

$$\text{Durchschnittlicher Fehler } \frac{35,1}{44} = \pm 0,8\%.$$

und bei Ausserachtlassung der über $\pm 1\%$ betragenden Fehler

$$\frac{13,9}{33} = \pm 0,42\%.$$

Nachdem hiedurch constatirt ist, dass der in (37) gefundene Werth von C richtig ist, und nachdem die Zusammensetzung der atmosph. Luft so genau bekannt ist, dass der nach (36) berechnete Werth höchstens um 0,2 Procent gefehlt sein könnte, so folgt nach Substitution dieses Werthes in (34)

$$\frac{1}{A} = 422,59 \dots (39)$$

statt des beobachteten Werthes $\frac{1}{A} = 423,55$, ein Unterschied von 0,2 Procent, der sehr wohl auch im Beobachtungswerth liegen kann.

Dieses von mir entdeckte Auftauchen des mechanischen Wärmeäquivalentes in der Constanten des Gay-Lussac--Mariotte'schen Gesetzes, welche zufolge (32) den Werth:

$$R = \frac{pv}{T} = \frac{2}{Am} \dots (40)$$

besitzt, bezeichnet Zeuner in der Anmerkung auf S. 105 als einen „merkwürdigen Zufall“ und man ist auch vorläufig nicht berechtigt, es anders zu bezeichnen, weil ein Beweis für die Nothwendigkeit der Gleichung (32) nicht gegeben werden kann.

Die Bedeutung dieser Gleichung lässt sich übrigens leicht in Worte fassen, denn es folgt aus:

$$Apv = 2T \quad \text{und}$$

$$Apv' = 2(T + 1)$$

$$Apv(v' - v) = 2 \dots (41)$$

Tabelle über die Gasdichten a.

Benennung der Gasart	Formel	Moleculgewicht m	ϵ berechnet nach (38)	ϵ beobachtet	Fehler der Beobachtung in %	Benennung der Gasart	Formel	Moleculgewicht m	ϵ berechnet nach (38)	ϵ beobachtet	Fehler der Beobachtung in %
Atmosphärische Luft	—	1: C	1			Kohlensulphid	CS_2	76	2,6354	2,6447	+ 0,4
Wasserstoff	H_2	2	0,06935	0,0692	— 0,2	Methylen	CH_2	16	0,5548	0,559	+ 0,8
Sauerstoff	O_2	32	1,10963	1,1056	— 0,4	Phosphorchlorid	$\frac{1}{2}(P Cl_3)$	104,25	3,6150	3,66	+ 1,2
Stickstoff	N_2	28	0,97093	0,9713	0	Elayl	$C_2 H_4$	28	0,9709	0,967	— 0,4
Chlor	Cl_2	71	2,4620	2,440	— 0,9	Cyan	$N_2 C_2$	52	1,8032	1,86	+ 3,2
Brom	Br_2	160	5,5482	5,54	— 0,1	Chloroform	$CH Cl_3$	119,5	4,1438	5,30 ?	
Jod	J_2	254	8,8077	8,716	— 1,0	Phosphorchlorür	$P Cl_3$	137,5	4,7680	4,742	— 0,5
Schwefel	S_8	192	6,6578	6,654	— 0,1	Arsenchlorür	$As Cl_3$	181,5	6,2937	6,30	+ 0,1
Phosphor	P_4	124	4,2998	4,326	+ 0,6	Aethylchlorür	$C_2 H_5 Cl$	64,5	2,2366	2,235	— 0,1
Arsen	As_4	300	10,4028	10,37	— 0,3	Aethylbromür	$C_2 H_5 Br$	109	3,7797	3,754	— 0,7
Quecksilber	Hg	200	6,9352	7,03	+ 1,4	Alkohol	$C_2 H_5 O$	46	1,5951	1,589	— 0,4
Kohlengas	C_2	24	0,8322			Kieselschlorid	$Si Cl_4$	170	5,8949	5,939	+ 0,7
Siliciumgas	Si_2	56	1,9419			Aethylcyanür	$C_2 H_5 N$	55	1,9072	1,928	+ 1,1
Chlorwasserstoff	HCl	36,5	1,2657	1,2474	— 1,5	Elaylchlorür	$C_2 H_5 Cl_2$	99	3,4329	3,45	+ 0,5
Kohlenoxyd	CO	28	0,9709	0,9678	— 0,3	Aceton	$C_3 H_6 O$	58	2,0112	2,0025	— 0,4
Stickoxyd	NO	30	1,0403	1,0386	— 0,2	Zinnchlorid	$Sn Cl_4$	260	9,0158	9,1997	+ 2,0
Wasserdampf	$H_2 O$	18	0,6242	0,622	— 0,4	Titanchlorid	$Ti Cl_4$	192	6,6378	6,836	+ 2,7
Schwefelwasserstoff	$H_2 S$	34	1,1790	1,1912	+ 1,0	Phenylen	$C_6 H_6$	78	2,7047	2,752	+ 1,8
Chlorammonium	$\frac{1}{2}(N H_4 Cl)$	26,75	0,9276	0,89	— 4,0	Aethyl	$C_2 H_{10}$	58	2,0112	2,0039	— 0,4
Ammoniumsulphhyd.	$\frac{1}{2}(N H_4 S)$	25,5	0,8842	0,884	0	Essigäther	$C_2 H_5 O_2$	88	3,0515	3,060	+ 0,3
Ammoniak	$N H_3$	17	0,5895	0,590	+ 0,1	Aether	$C_2 H_5 O$	74	2,5660	2,586	+ 0,8
Cyanwasserstoff	$H N C$	27	0,9363	0,947	+ 1,1	Aethylsulfür	$C_2 H_5 S$	90	3,1208	3,138	+ 0,6
Stickoxydul	$N_2 O$	44	1,5257	1,527	+ 0,1	Terpentinöl	$C_{10} H_{16}$	136	4,7159	4,76	+ 0,9
Schweflige Säure	SO_2	64	2,2193	2,247	+ 1,2						
Kohlensäure	CO_2	44	1,5257	1,529	+ 0,2						

Der erste Theil dieser Gleichung ist das äussere Werk, welches verrichtet wird, wenn ein Molecül (m Kilogramm) von der Spannung p und der beliebigen absoluten Temperatur T , (vom Volumen mv Cubikmeter) bei constantem Druck p um 1° Cels. erwärmt (auf das Volumen mv' gebracht) wird. Die zu diesem äusseren Werk erforderliche Wärmemenge beträgt nach Gleichung (41) zwei Wärmeeinheiten. Dasselbe zeigt sich auch, wenn man den in (40) aufgestellten Werth von R in die zuerst von Clausius gefundene Gleichung (24) substituirt, womit folgt:

$$m(c_p - c_v) = 2; \dots \dots \dots (42)$$

denn $m c_v$ ist die für 1 Molecül und für 1 Grad erforderliche Wärmemenge bei constantem Volumen, also ohne Arbeitsverrichtung, und $m c_p$ ist die für 1 Molecül und für 1 Grad erforderliche Wärmemenge bei constantem Druck, also mit Arbeitsverrichtung. Letztere erfordert also nach (42) gerade zwei Wärmeeinheiten *).

Sollte der Satz (42) wirklich nur zufällig näherungsweise richtig sein, so bleibt er doch immerhin wegen seiner Bequemlichkeit zur Berechnung von c_v aus c_p bemerkenswerth:

Die Gleichung (24):

$$c_p - c_v = AR$$

wurde schon von Clausius zur Berechnung des mechanischen Wärmeäquivalentes $\frac{1}{A}$ benützt. Zeuner setzt für atmosphär.

Luft: $R = 29,272$, $c_p = 0,23751$, $c_v = 0,16844$, und findet hiemit auf S. 117:

$$\frac{1}{A} = \frac{R}{(c_p - c_v)} = 423,8^{mk}.$$

Zeuner bemerkt, dass schon Dr. J. R. Mayer in Heilbronn 1842 auf gleichem Wege das mechanische Wärmeäquivalent berechnet, jedoch unrichtig gefunden habe, weil die

*) Gleichung (42) habe ich ebenfalls bereits 1860 in der oben angegebenen Quelle (XXXIX. Bd. der Sitzungsberichte) publicirt.

darauf Einfluss nehmenden Zahlen damals nicht genau genug bekannt waren.

Seite 121—130 wird die isothermische und die isodynamische Curve der permanenten Gase besprochen. Erstere ist zufolge der Gleichung

$$pv = \text{Constans}$$

eine gleichseitige Hyperbel, deren Asymptoten mit den Coordinatenachsen zusammenfallen.

Die isodynamische Curve ist jene, welche einer derartig regulirten Wärmezuführung entspricht, dass die innere Arbeit $U = \text{Constans}$, also $dU = 0$ ist. Dann ist aber nach (27) auch $dt = 0$, also $t = \text{Const.}$, d. h. bei permanenten Gasen fällt die isodynamische Curve mit der isothermischen zusammen.

Die zugeführte Wärmemenge beträgt bei Constanthaltung der Temperatur oder der innern Arbeit nach Gleichung (26) wegen $dt = 0$

$$Q = \int A p dv = A \int p dv = AL.$$

Sie ist also gleich dem verrichteten äusseren Werk.

Die äussere Arbeit L ist in diesem Falle, wo T constant ist, wegen (30)

$$L = \int p dv = \int \frac{RT}{v} dv = RT \int \frac{dv}{v},$$

$$L = p_1 v_1 \log. \text{nat.} \frac{v_2}{v_1} \text{ oder } p_2 v_2 \log. \text{nat.} \frac{v_2}{v_1} \dots (43)$$

die längst bekannte Gleichung.

„Das Neue, auf welches die mechanische Wärmetheorie führt, ist aber, dass im vorliegenden Falle während der Expansion eine Wärmezuleitung in genau vorgeschriebener Art erfolgen muss, der Art, dass die Wärmemenge der verrichteten Arbeit proportional (genauer dem verrichteten Werk „gleich“) ist.“ (Seite 125)

Wir fügen den Schlussbemerkungen dieses Paragraphes bei, dass sich die specifische Wärme c_p der Gase und überhitzten Dämpfe aus der chemischen Zusammensetzung

berechnen lasse. Es haben nämlich zuerst Dulong und Petit gefunden, dass für viele Metalle unter sich, und für viele einfache Gase unter sich, das Product $m c_p$, d. i. die sogenannte Atomwärme, einen gleichen Werth hat. Neumann hat sodann gefunden, dass auch für ähnlich constituirte Körper die Atom- oder richtiger Moleculwärme $m c_p$ den gleichen Werth besitze. Ich habe diesen Dulong-Petit- und Neumann'schen Satz in die Form zu kleiden versucht:

$$m c_p = a n \dots (44)^*$$

wo a eine nur allein vom Aggregatzustand abhängige Constante bezeichnen, dagegen n aus der chemischen Formel zu bestimmen sein soll.

Nehmen wir für das Sauerstoff- und Stickstoffgas den gleichen Werth von n an, so ergibt sich die specifische Wärme des Sauerstoffgases ($O_2 = 32$) aus (44):

$$c_1 = \frac{a n}{32},$$

und jene des Stickstoffgases ($N_2 = 28$):

$$c_2 = \frac{a n}{28}.$$

Nun bestehe die atmosph. Luft wieder wie früher aus x Vol. Sauerstoff und $(100 - x)$ Vol. Stickstoff in 100 Volumen; oder 100 Gewichtstheile Luft enthalten mit Rücksicht auf (35) $x \varepsilon_1 = 32 C x$ Gewichtstheile Sauerstoff und $(100 - x) \varepsilon_2 = 28 C (100 - x)$ Gewichtstheile Stickstoff **. Erstere erfordern bei der Erwärmung um 1° unter constantem Druck:

$$32 C x c_1 = 32 C x \frac{a n}{32} = a C n x \text{ Wärmeeinheiten,}$$

letztere erfordern hiezu:

$$28 C (100 - x) \frac{a n}{28} = a C n (100 - x) \text{ Wärmeeinheiten,}$$

zusammen genommen also $100 a C n$, also ist die Wärmecapazität der atmosph. Luft bei constantem Druck

$$c_p = a C n \dots (45)$$

folglich

$$a n = \frac{c_p}{C}.$$

Regnault fand für atm. Luft $c_p = 0,23751$, also ist mit $C = 0,034676$ (Gleichg. 37)

$$a n = \frac{23751}{3467,6} = 6,8494,$$

und wenn man für O_2 und N_2 Gas $n = 8$ annimmt:

$$a = 0,8562 \dots (46)$$

wofür man hinreichend genau

$$a = \frac{6}{7} = 0,8571 \dots (47)$$

setzen kann.

Die Gleichung (45) ergibt sich übrigens auch unmittelbar aus (44), wenn man statt m für atmosph. Luft den Werth einsetzt, der sich aus Gleichung (33) für $\varepsilon = 1$ ergibt, nämlich für Luft:

$$m = \frac{1}{C} = 28,905 \dots (48)$$

womit $\frac{c_p}{C} = a n$ folgt, übereinstimmend mit (45). Desgleichen folgt aus (42) für Luft:

$$c_p - c_v = 2 C \dots (49)$$

also

$$c_v = c_p - 2 C = 0,16816 \dots (50)$$

*) Sitzungsberichte 1860, wie oben, und „Ueber die Atomwärme.“ LII. Band 1866. Die hier folgenden Formeln (45) bis (53) sind neu.

**) Für $x = 20,96$ und $C = \frac{25}{x + 700} = 0,0346760$ folgt die Zusammensetzung von 100 Gewichtstheilen Luft = 23,2579 Sauerstoff und = 76,7421 Stickstoff

zusammen 100 Gewichtstheile

und das Verhältniss der beiden Wärmecapacitäten:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1,4124; \dots (51)$$

ferner auch, weil für die Luft als Gasgemenge die Zahl n denselben Werth 8 haben muss, den wir für jeden der beiden Gemengtheile angenommen haben, nach (45) und (49):

$$\left. \begin{aligned} c_p &= 8 a C \\ c_v &= 8 a C - 2 C = 2 C (4 a - 1) \\ \kappa &= \frac{c_p}{c_v} = \frac{4 a}{4 a - 1} \end{aligned} \right\} \dots (52)$$

und

$$a = \frac{\kappa}{4(\kappa - 1)}$$

Mit dem in (47) gefundenen Werth $a = \frac{6}{7}$, folgt für Gase und überhitzte Dämpfe nach (44):

$$m c_p = \frac{6}{7} n \dots (53)$$

Man pflegt jedoch für atm. Luft den Werth $\kappa = 1,410$ als den richtigen anzunehmen. Hiemit folgt aus der letzten Gleichung (52)

$$a = \frac{1,41}{1,64} = 0,86$$

und

$$m c_p = 0,86 n \dots (54)$$

Ich nenne in dieser Formel n die Charakteristik des Gases, und bestimme dieselbe einfach durch Summirung der Charakteristiken aller in der Verbindung befindlichen einzelnen Atome, deren empirisch gefundene Werthe der nachstehenden Tabelle *) entnommen werden wollen.

Tabelle der Charakteristik n für den gasförmigen Zustand.

Name	Bezeichnung	Atomgewicht	n
Wasserstoff	H	1	2
Sauerstoff	O	16	4
Kohlenstoff	C	12	4
Stickstoff	N	14	4
Schwefel	S	32	4
Chlor	Cl	35,5	5
Brom	Br	80	5
Jod	J	127	5
Phosphor	P	31	6
Silicium	Si	28	6
Arsen	As	75	8
Zinn	Sn	118	8
Titan	Ti	50	8

Aus (42) und (54) folgt sodann:

$$m c_v = m c_p - 2 = 0,86 n - 2 \dots (55)$$

somit das Verhältniss

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{0,86 n}{0,86 n - 2} \dots (56)$$

Nachfolgende zum ersten Male veröffentlichte Tabelle, in welcher die Körper nach dem Werthe der Charakteristik n geordnet sind, gibt die nach (54), (55), (56) berechneten Werthe von c_p , c_v und κ , und die von Regnault beobachteten Werthe von c_p sammt den Unterschieden derselben gegen die Berechnung, absolut, und in Procenten des beobachteten Werthes.

*) Sitzungsberichte, LII. Band.

Benennung des Gases	Formel	m	n	0,86 n	c_p	c_v	κ	c_p Regn.	Fehler der Rechnung	Fehler in %
Chlorwasserstoff	HCl	36,5	7	6,02	0,1649	0,1101	1,498	0,1845	—,0196	—10,6
Kohlenoxydgas	CO	28	8	6,88	0,2457	0,1743	1,410	0,2479	—,0027	—1,1
Stickoxyd	NO	30	"	"	0,2293	0,1627	1,410	0,2315	—,0022	—0,9
Wasserdampf	H ₂ O	18	"	"	0,3822	0,2711	1,410	0,4750	—,0928	—19,5
Schwefelwasserstoff	H ₂ S	34	"	"	0,2023	0,1435	1,410	0,2423	—,0400	—16,5
Ammoniak	NH ₃	17	10	8,60	0,5059	0,3882	1,303	0,5080	—,0021	—0,4
Stickoxydul	N ₂ O	44	12	10,32	0,2345	0,1891	1,240	0,2238	+ ,0107	+ 4,8
Schweflige Säure	SO ₂	64	"	"	0,1612	0,1300	1,240	0,1553	+ ,0059	+ 3,8
Kohlensäure	CO ₂	44	"	"	0,2345	0,1891	1,240	0,2164	+ ,0181	+ 8,4
Kohlensulphid	CS ₂	76	"	"	0,1358	0,1095	1,240	0,1575	—,0217	—13,8
Methylen	CH ₄	16	12	10,32	0,6450	0,5200	1,240	0,5925	+ ,0525	+ 8,9
Elayl	C ₂ H ₆	28	16	13,76	0,4914	0,4200	1,170	0,3694	+ ,1220	+ 33,0
Chloroform	CHCl ₃	119,5	21	18,06	0,1511	0,1344	1,124	0,1568	—,0057	—3,6
Phosphorchlorür	PCl ₃	137,5	21	18,06	0,1813	0,1168	1,124	0,1346	—,0033	—2,4
Arsenchlorür	AsCl ₃	181,5	23	19,78	0,1090	0,0980	1,112	0,1122	—,0032	—2,9
Aethylchlorür	C ₂ H ₅ Cl	64,5	23	19,78	0,3066	0,2756	1,112	0,2737	+ ,0329	+ 12,0
Aethylbromür	C ₂ H ₅ Br	109	23	19,78	0,1815	0,1631	1,112	0,1816	—,0001	—0,1
Alkohol	C ₂ H ₆ O	46	24	20,64	0,4487	0,4052	1,107	0,4513	—,0026	—0,6
Kieselchlorid	SiCl ₄	170	26	22,36	0,1315	0,1198	1,098	0,1329	—,0014	—1,0
Aethyleyanür	C ₂ H ₅ N	55	26	22,36	0,4065	0,3702	1,098	0,4255	—,0190	—4,5
Elaylchlorür	C ₂ H ₅ Cl ₂	99	26	22,36	0,2259	0,2057	1,098	0,2293	—,0034	—1,5
Aceton	C ₃ H ₆ O	58	28	24,08	0,4152	0,3807	1,091	0,4125	+ ,0027	+ 0,6
Zinnchlorid	SnCl ₄	260	28	24,08	0,0926	0,0849	1,091	0,0939	—,0013	—1,4
Titanchlorid	TiCl ₄	192	28	24,08	0,1254	0,1150	1,091	0,1263	—,0009	—0,7
Phenylen	C ₆ H ₆	78	36	30,96	0,3969	0,3713	1,069	0,3754	+ ,0215	+ 5,7
Essigäther	C ₄ H ₈ O ₂	88	40	34,40	0,3909	0,3682	1,062	0,4008	—,0099	—2,5
Aether	C ₄ H ₁₀ O	74	40	34,40	0,4649	0,4378	1,062	0,4797	—,0148	—3,1
Aethylsulfur	C ₂ H ₁₀ S	90	40	34,40	0,3822	0,3600	1,062	0,4005	—,0183	—4,6
Terpentinöl	C ₁₀ H ₁₆	136	72	61,92	0,4553	0,4406	1,033	0,5061	(—,0508)	(—10,0)
							Pape	0,4400	+ ,0153	+ 3,5

Der Fehler der berechneten Werthe im Vergleich zu den beobachteten beträgt:

bis 5%	bei 4 Verbindungen zusammen	+ 12,7%
" — 5%	" 16 "	— 31,3%
über 5 "	" 10%	+ 23,0%
über 10%	" 2 "	+ 45,0%
" — 10%	" 4 "	— 60,4%

bei 29 Verbindungen { Algebraische Summe . — 11,0
Arithmetische " . 172,4

Der durchschnittliche Fehler beträgt somit

$$\frac{172,4}{29} = \pm 5,95\%$$

und bei Ausserachtlassung der über $\pm 10\%$ betragenden Fehler nur

$$\frac{67,0}{23} = \pm 2,91\%$$

Von den untersuchten einfachen Gasen fügen sich meiner Regel:

Gasart	Formel	m	n	0,86 n	c_p	c_v	κ	c_p Regn.	Fehler	%
Sauerstoff	O ₂	32	8	6,88	0,2150	0,1525	1,410	0,2182	—,0032	—1,4
Stickstoff	N ₂	28	8	6,88	0,2457	0,1743	1,410	0,2440	+ ,0017	+ 0,7
Chlor	Cl ₂	71	10	8,60	0,1211	0,0930	1,303	0,1214	—,0003	—0,2

Dagegen fügt sich der Regel nicht:

Wasserstoff = H₂ = 2 für welchen n = 4, also die Atomwärme $m c_p = 3,44$ und $c_p = 1,72$ folgt, während Regnault $c_p = 3,44$ fand. *)

*) Ein ähnliches Verhalten zeigt die spezifische Wärme c der festen Körper. Für diese habe ich schon im X. Band des Jahrbuchs der k. k. Montan-Lehranstalten, Prag 1861, die empirische Regel $mc = an$ aufgestellt, und damals ebenfalls $a = 0,86$ bestimmt, sowie für Gase, während die Werthe der Charakteristik n verschieden waren. In dem vorjährigen Aufsatz „über die Atomwärme“ haben sich dagegen unter der modificirten Annahme $a = 0,8$ folgende Werthe der Charakteristik der Atome in festen Verbindungen ergeben:

Für C = 12, n = 2	Für Jr = 198 n = 8
" H = 1	" K = 39,1
" B = 10,9	" Li = 7
" Si = 28	" Mg = 24
" O = 16	" Mn = 55
" P = 31	" Mo = 96
" Fl = 19	" Na = 23
" N = 14	" Ni = 58,8
" S = 32	" Os = 199,2
" Cl = 35,5	" Pb = 207
" Br = 80	" Pd = 106,6
" J = 127	" Pt = 197,4
" Ag = 108	" Rb = 85,4
" Al = 27,4	" Rh = 104,4
" As = 75	" Se = 79,4
" Au = 197	" Sb = 122
" Ba = 137	" Si = 28

Die grössten Fehler in vorstehender Tabelle für gasförmige Verbindungen erscheinen bei

Wasserdampf mit $-19,5\%$
 Schwefelwasserstoff. „ $-16,5\%$ und
 Elayl. „ $+33,0\%$

Es mag scheinen, dass so grosse Beobachtungsfehler selbst als seltene Ausnahmen unmöglich seien. Bedenkt man jedoch, dass nach der früher allgemein angenommenen Bestimmung von De la Roche und Bérard der Wasserdampf die spezifische Wärme $0,847$ haben sollte, also um $0,372$ oder 78% des Regnault'schen Werthes $0,475$ zu gross gefunden wurde, so ist es immerhin denkbar, dass die schwer zu vermeidenden Fehlerquellen auch bei Regnault noch ein zu hohes Resultat bewirkt haben, und die Tabellenwerthe

$$\left. \begin{aligned} c_p &= 0,3822 \\ c_v &= 0,2711 \\ \kappa &= 1,410 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (57)$$

richtiger sind.*)

Unserer Aufgabe wieder folgend, gelangen wir zu dem wichtigen Paragraph über die adiabatische Curve der permanenten Gase, Seite 130.

„Unter adiabatischer Curve verstehen wir nach Rankine diejenige Curve, welche angibt, nach welchem Gesetze sich der Druck p mit dem Volumen v ändert, wenn die Volumenänderungen stattfinden, ohne dass dem Körper Wärme mitgetheilt noch entzogen wird, und wenn dabei der Körper während des ganzen Verlaufes der Aenderungen einen äussern Druck überwindet, der seinem eigenen Drucke gleich ist.“

Für ein Gas ergab sich Gleichung (26)

$$dQ = c_v dt + A p dv$$

also für $dQ = 0$:

$$c_v dt = -A p dv \quad (58):$$

und wegen (30)

$$p = R \cdot \frac{T}{v}$$

$$c_v dt = -AR \cdot T \frac{dv}{v},$$

und da wegen $T = 273 + t$, $dT = dt$ ist:

$$\frac{dT}{T} = -\frac{AR}{c_v} \cdot \frac{dv}{v}, \text{ oder nach (24)}$$

$$\frac{dT}{T} = -\left(\frac{c_p - c_v}{c_v}\right) \frac{dv}{v} = -(\kappa - 1) \frac{dv}{v},$$

wenn das Verhältniss der beiden Wärmecapacitäten

$$\frac{c_p}{c_v} = \kappa \dots \dots \dots (59)$$

Für „	Bi	= 210	n = 8	Für „	Sn	= 118	n = 8
„	Ca	= 40	8	„	Te	= 128	8
„	Cl	= 112	8	„	Tl	= 204	8
„	Co	= 58,8	8	„	Ti	= 50	8
„	Cr	= 52,2	8	„	W	= 184	8
„	Cu	= 63,4	8	„	Zn	= 65,2	8
„	Fe	= 56	8	„	Zr	= 89,6	8
„	Hg	= 200	8				

Mit diesen Zahlen ergibt sich bei 202 festen Verbindungen ein durchschnittlicher Fehler, der nach der Formel $mc = 0,8n$ berechneten spezifischen Wärme c gegen die beobachtete von $\pm 5,05\%$ und bei Ausserachtlassung der 21 über $\pm 10\%$ betragenden Fehler ein Durchschnittsfehler von $\pm 3,96\%$ bei 181 Verbindungen. Von einfachen Stoffen fügen sich B, C als Diamant, S, Br, J und 30 untersuchte Metalle (Al eingeschlossen) der Regel, dagegen zeigt Holzkohle und Graphit, P und Si im freien Zustande ein anderes Verhalten wie in den Verbindungen. (In meinem Aufsätze „über die Atomwärme“ sind Al, B und S wohl nur irrtümlich als nicht gefügt bezeichnet.) Es steht zu erwarten, dass nach Ausmerzung aller fehlerhaften Versuchsergebnisse durch einige Modificationen in den Werthen von n und durch eine Correctur in dem Factor a sich alle grossen Differenzen beheben werden. Kleine Differenzen erklären sich durch die geringe Veränderlichkeit von c bei verschiedenen Temperaturen.

*) Der Werth $c_p = 0,382$ ist zuerst von Prof. Dr. Boedeker berechnet worden: „Die gesetzmässigen Beziehungen zwischen der Zusammensetzung, Dichtigkeit und der spezifischen Wärme der Gase.“ Göttingen 1857.

gesetzt wird. Hieraus folgt:

$$\log. \text{ nat. } \frac{T}{T_1} = (\kappa - 1) \log. \text{ nat. } \frac{v_1}{v},$$

oder

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\kappa - 1} \dots \dots \dots (60)$$

also wegen

$$\frac{p v}{T} = \frac{p_1 v_1}{T_1} = R$$

$$\frac{p}{p_1} = \frac{v_1}{v} \cdot \frac{T}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\kappa} \dots \dots \dots (61)$$

$$\frac{v_1}{v} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \dots \dots \dots (62)$$

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \dots \dots \dots (63)$$

Die Gleichung (61) ist bereits von Poisson auf anderem Wege gefunden worden.

Die äussere Arbeit folgt aus (58):

$$L = \int_{v_1}^{v_2} p dv = - \int_{t_1}^{t_2} \frac{c_v dt}{A}$$

$$L = \frac{c_v}{A} (t_1 - t_2) \dots \dots \dots (64)$$

eine Gleichung, welche sagt, dass das bei Expansion eines Gases ohne Wärmezuführung erhaltene äussere Werk AL gleich ist dem verschwundenen inneren Werk $A(U_1 - U_2) = c_v(t_1 - t_2)$ (Gleichg. 128).

Aus (64) und (63) folgt:

$$L = \frac{c_v}{A} T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{c_v}{A} \cdot \frac{p_1 v_1}{R} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right]$$

also wegen (24) oder

$$\kappa c_p - c_v = AR$$

$$L = \frac{p_1 v_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right] \dots \dots \dots (65)$$

Setzt man noch nach (61) $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa}$ und das Expansionsverhältniss $\frac{v_2}{v_1} = \varepsilon$, so ist auch

$$L = \frac{p_1 v_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa - 1}\right] \dots \dots \dots (66)$$

Das Verhalten der Gase, wenn die Zustandsänderungen auf irgend eine andere umkehrbare Weise, folglich mit Wärmezuführung erfolgen, ist von Seite 138 bis 146 behandelt.

Die folgenden Paragraphen besprechen das interessante Verhalten der Gase, wenn die Zustandsänderungen auf nicht umkehrbarem Wege erfolgen, wenn man z. B. Luft in ein Vacuum strömen lässt. Wir heben nur einige Resultate heraus.

Befindet sich das Gas in einem Gefässe von unveränderlichem Volumen, welches Gefäss ohne Wärmezuführung mit einem luftleeren Raume in Communication gesetzt wird, so ist die äussere Arbeit $L = 0$, also nach der Fundamentalgleichung (5)

$$0 = U_2 - U_1$$

somit nach (28) $t_2 = t_1$, d. h., wenn am Ende der Ausdehnung der Gleichgewichtszustand wieder eingetreten ist, also das anfänglich producirte äussere Bewegungswerk unter Umwandlung in inneres Bewegungswerk wieder Null geworden ist, so ist auch die Temperatur des Gases wieder die anfängliche. Dieser Satz ist durch Versuche von Joule und später von Regnault bestätigt worden. (Seite 151.)

Eine andere nicht umkehrbare Zustandsänderung ist das Ausströmen der Gase aus Gefässmündungen bei constantem Druck. Wir müssen hier auf die Fundamentalgleichung (3)

$$dQ = A (dL + dB + dU)$$

oder

$$Q = A (L + B + U_2 - U_1) \quad (67)$$

zurückkehren, in welcher $B = \frac{w^2}{2g}$ die der Ausströmungsgeschwindigkeit w entsprechende äussere Bewegungsarbeit der Gewichtseinheit, und L die durch dieselbe verrichtete äussere Verschiebungsarbeit bezeichnet. Es sei p_1 der constante Druck im Ausströmungsgefäss, p_2 jener vor der Mündung, T_1, T_2 seien die zugehörigen absoluten Temperaturen, v_1, v_2 die specifischen Volumen. Damit der Druck im Ausflussgefäss constant erhalten werde, muss jedes ausströmende Kilogramm durch ein unter dem Drucke p_1 nachgeschobenes Kilogramm Gas vom Volumen v_1 ersetzt werden, also von Aussen die Verschiebungsarbeit $p_1 v_1$ verrichtet oder zugeführt werden. Das unter dem Volumen v_2 ausströmende Gas muss aber seinerseits eine äussere Verschiebungsarbeit $p_2 v_2$ verrichten oder nach Aussen abgeben, folglich ist die von 1 Kilogramm Gas im Ganzen verrichtete oder abgegebene äussere Verschiebungsarbeit

$$L = p_2 v_2 - p_1 v_1$$

und das verrichtete äussere Verschiebungswerk

$$AL = A (p_2 v_2 - p_1 v_1),$$

das auf das ausströmende Gas übertragene äussere Bewegungswerk ist:

$$AB = A \cdot \frac{w^2}{2g},$$

vorausgesetzt, dass die Geschwindigkeit im Ausflussgefäss vernachlässigt werden darf. Das ganze innere Werk der Gewichtseinheit im Gefäss $= A U_1$ und jenes in dem ausströmenden Gas $= A U_2$ gesetzt, ist also nach (67) die zuzuführende Wärmemenge:

$$Q = A \left(p_2 v_2 - p_1 v_1 + \frac{w^2}{2g} + U_2 - U_1 \right),$$

folglich

$$A \frac{w^2}{2g} = Q - A (U_2 - U_1) + A (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (68)$$

welche Gleichung in dieser Allgemeinheit auch noch für ein Gemenge eines Dampfes und dessen Mutterflüssigkeit (z. B. also für nassen Wasserdampf) gültig ist (S. 407, Gleich. 329), weil der Umstand, dass während des Processes eine theilweise Aggregatsänderung eingetreten sei, in der obigen Ableitung durchaus nicht ausgeschlossen ist.

Ausser dieser Gleichung (68) gilt aber nach Zeuner's Voraussetzung Seite 162 mit gleicher Allgemeinheit noch eine zweite Gleichung, nämlich die für den Ruhezustand eines Körpers, mit dem ein umkehrbarer Process vorgenommen wird, geltende Fundamentalgleichung (8):

$$dQ = A (dU + p dv) \quad (69)$$

oder

$$dQ = A [dU + d(pv) - v dp],$$

also:

$$Q = A (U_2 - U_1) + A (p_2 v_2 - p_1 v_1) - A \int_{p_1}^{p_2} v dp,$$

welche Gleichung in (68) eingesetzt, die bekannte hydrodynamische Gleichung gibt:

$$\frac{w^2}{2g} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad (70),$$

„die man bis jetzt jederzeit direct abgeleitet hat“ (Seite 408).

Wir können nicht sagen, das uns die Nothwendigkeit des Bestehens der Gleichung (69) für den bewegten Körper bei dem nicht umkehrbaren Ausströmungsprocess so selbstver-

ständlich erscheint, als diess der Herr Verfasser annimmt. Wir dächten eher umgekehrt, dass die auf gewöhnliche Weise begründete Gleichung

$$d \left(\frac{w^2}{2g} \right) = - v dp,$$

als eine selbstverständliche angenommen werden könne; denn ist k das Gewicht eines flüssigen Körperelementes vom Volumen $kv = fl$, wo f den elementaren variablen Querschnitt und l die elementare variable Länge, gemessen nach der Bewegungsrichtung, bezeichnet, beide im Allgemeinen als Functionen der Zeit t und des Ortes oder Weges s angesehen, $ds = w dt$ das Wegelement, so ist fp der beschleunigende Druck des hinter k schiebenden Theilchens,

$$\left(\frac{df}{ds} \right) l p$$

der beschleunigende Druck, welchen die absolut verschiebbaren Seitentheilen wegen Vergrösserung des Anfangsquerschnittes f um

$$\left(\frac{df}{ds} \right) l$$

auf das Theilchen k ausüben, und

$$\left[f + \left(\frac{df}{ds} \right) l \right] \left[p + \left(\frac{dp}{ds} \right) l \right] =$$

$$= fp + \left(\frac{df}{ds} \right) l p + \left(\frac{dp}{ds} \right) f l$$

der verzögernde Gegendruck auf die Endfläche $f + \left(\frac{df}{ds} \right) l$. Es bleibt also im Sinne der Bewegung wirkend der Druck:

$$P = - f l \left(\frac{dp}{ds} \right) = - k v \left(\frac{dp}{ds} \right).$$

Im Beharrungszustand ist aber p eine reine Function des Weges s (nicht mehr der Zeit t) und nur dieser wieder eine Function der Zeit, also

$$\frac{dp}{dt} = \left(\frac{dp}{ds} \right) \frac{ds}{dt} = w \left(\frac{dp}{ds} \right),$$

folglich

$$\left(\frac{dp}{ds} \right) = \frac{1}{w} \frac{dp}{dt},$$

somit der beschleunigende Druck:

$$P = - k v \cdot \frac{1}{w} \frac{dp}{dt}.$$

Dieser mit dem Wegelement $ds = w dt$ multiplicirt, gibt die elementare Arbeit jener Molecularkraft:

$$P ds = - k v dp,$$

folglich ist das Element der Bewegungsarbeit:

$$d \left(k \cdot \frac{w^2}{2g} \right) = - k v dp,$$

und da während der Zustandsänderung das Gewicht k constant bleibt, also mit k dividirt werden darf:

$$\frac{w^2}{2g} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp$$

übereinstimmend mit (70).

Solcher Weise kann man rückwärts auf die Gültigkeit der Gleichung (69) schliessen.

Speciell für Gase ist nach (28) und (30)

$$A (U_2 - U_1) = c_v (T_2 - T_1)$$

und

$$p_1 v_1 = R T_1, \quad p_2 v_2 = R T_2,$$

also aus (68):

$$A \frac{w^2}{2g} = Q - c_v (T_2 - T_1) + A R (T_1 - T_2) =$$

$$= Q + (A R + c_v) (T_1 - T_2),$$

folglich nach (24):

$$A \frac{w^2}{2g} = Q + c_p (T_1 - T_2),$$

oder wegen

$$c_p = \kappa c_v, \\ A \frac{w^2}{2g} = Q + \kappa c_v (T_1 - T_2) \dots (71)$$

Da ferner nach Gleichung (69):

$$A (dU + p dv) = c_v dT + A p dv = 0$$

gültig ist, und diese Gleichung mit (58) übereinstimmt, so gelten für das Ausflussproblem die Poisson'schen Formeln (60) bis (63) ob $Q = 0$ ist oder nicht; also ist:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}},$$

folglich:

$$A \frac{w^2}{2g} = Q + \kappa c_v T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \dots (72)$$

Ersetzt man T_1 durch $\frac{p_1 v_1}{R}$, so ist mit Rücksicht auf (24):

$$c_v T_1 = \frac{c_v p_1 v_1}{R} = A \cdot \frac{c_v p_1 v_1}{c_p - c_v} = A \cdot \frac{p_1 v_1}{\kappa - 1},$$

also:

$$A \frac{w^2}{2g} = Q + A \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right) p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \dots (73)$$

Speciell für den Normalfall $Q = 0$, d. h. für den Ausfluss ohne Wärmezuführung, folgt die von Weisbach herrührende Ausflussformel für Gase:

$$w = \sqrt{2g \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right) p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \dots (74)$$

Das Volumen der ausgeströmten Luftmenge, gemessen unter dem äusseren Drucke p_2 und bei der Temperatur t_2 , beträgt somit beim Ausflussquerschnitt F und dem empirisch zu bestimmenden Ausflusscoefficienten μ :

$M = \mu F w$ Cubikmeter per Secunde, und reducirt auf die mit dem Thermometer messbare Temperatur t_1 der innern ruhenden Luft *):

$$M_1 = \mu F w \frac{T_1}{T_2} = \mu F \frac{T_1}{T_2} \sqrt{2g \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right) p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

und mit Beachtung von (63):

$$M_1 = \mu F \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \sqrt{2g p_1 v_1} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \dots (75)$$

Von dieser in dem vorliegenden Werke nicht erscheinenden Formel habe ich nachgewiesen **), dass sie sich bis zu einer Atmosphäre Ueberdruck mittelst Beifügung eines empirisch bestimmten Coefficienten auf die übliche Form

$$M_1 = \lambda \mu F \sqrt{2g h \frac{\gamma}{\gamma'}}$$

bringen lasse, worin

$$h \gamma = p_1 - p_2$$

die wirksame Pressungsdifferenz (nämlich h die Manometerhöhe und γ das Gewicht von 1 Cubikmeter manometrischer Flüssigkeit), und γ' das Gewicht von 1 Cubikmeter Luft bei der äusseren Pressung p_2 und bei der inneren (gegebenen) Temperatur t_1 bedeutet. Es ist nämlich $\frac{1}{\gamma'} = v'$

zu bestimmen aus:

$$\frac{p' v'}{T'} = \frac{p_1 v_1}{T_1},$$

also wegen $p' = p_2$, $T = T_1$

$$v' = \frac{p_1}{p_2} v_1,$$

also:

$$M_1 = \lambda \mu F \sqrt{2g (p_1 - p_2) \frac{p_1 v_1}{p_2}},$$

$$M_1 = \lambda \mu F \sqrt{2g p_1 v_1} \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1} \dots (76)$$

Aus (75) und (76) folgt der Correctionscoefficient auf die mechanische Wärmetheorie, wenn Kürze halber

$$\frac{p_1}{p_2} = x$$

gesetzt wird:

$$\lambda = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}} x^{\frac{-1}{\kappa}} \sqrt{1 - \left(\frac{1}{x} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \dots (77)$$

Da man für Luft $\kappa = 1,41$ anzunehmen pflegt (nach Gleichung (51) wahrscheinlich richtiger 1,4124), so folgt:

$$\lambda = 1,8545 x^{0,29078} \sqrt{1 - \left(\frac{1}{x} \right)^{0,29078}} \dots (78)$$

wofür sich die empirische Formel

$$\lambda = 1 - 0,0314 (x - 1) \dots (79)$$

aufstellen lässt, wie folgender Vergleich zeigt:

$x = \frac{p_1}{p_2}$	λ nach (78)	λ nach (79)	Fehler von (79)
1,1	0,99680	0,99686	+ 0,00006
1,2	0,99359	0,99372	+ 0,00013
1,3	0,99038	0,99058	+ 0,00020
1,4	0,98720	0,98744	+ 0,00024
1,5	0,98408	0,98430	+ 0,00022
1,6	0,98100	0,98116	+ 0,00016
1,7	0,97798	0,97802	+ 0,00004
1,8	0,97501	0,97488	- 0,00013
1,9	0,97210	0,97174	- 0,00036
2,0	0,96926	0,96860	- 0,00066

Der Werth (79) in (76) eingesetzt, gibt:

$$M_1 = \mu F \left[1 - 0,0314 \left(\frac{p_1}{p_2} - 1 \right) \right] \sqrt{2g p_1 v_1} \sqrt{\frac{p_1}{p_2} - 1}$$

und wenn b den Wasserbarometerstand, h_1 den Ueberdruck der inneren, h_2 jenen der äusseren (im Blaseraum, z. B. im Hochofen) befindlichen Luft, gemessen in Meter Wassersäule, und $\gamma = 1000$ Kil. das spezifische Gewicht des Wassers bedeutet, also:

$$p_1 = (b + h_1) \gamma, \quad p_2 = (b + h_2) \gamma, \quad p_1 - p_2 = (h_1 - h_2) \gamma$$

und $p_1 v_1 = R T$ gesetzt wird:

$$M_1 = \mu F \left[1 - 0,0314 \left(\frac{h_1 - h_2}{b + h_2} \right) \right] \sqrt{2g \left(\frac{h_1 - h_2}{b + h_2} \right) R T_1}$$

Dieses Volumen von der Temperatur t_1 und der Spannung p_2 reducirt auf die Temperatur t_0 und den Barometerstand b der atmosphärischen Luft, gibt:

$$M_0 = \frac{T_0}{T_1} \left(\frac{b + h_2}{b} \right) M_1 = \frac{\mu F T_0 \sqrt{R}}{b \sqrt{T_1}} \cdot \sqrt{b + h_2} \left[1 - 0,0314 \left(\frac{h_1 - h_2}{b + h_2} \right) \right] \sqrt{2g (h_1 - h_2)}$$

*) Die Temperatur bewegter Luft lässt sich nicht messen, wenn die Geschwindigkeit gross ist, weil sich äussere Bewegungsarbeit in Wärme umsetzt.

**) Zeitschrift des österr. Ingenieur- u. Architekten-Vereins, Jahrg. 1864 Heft IX.

Setzt man noch den Meeresbarometerstand (760 Millim.) gemessen in Meter Wassersäule, nämlich $10^m, 334 = \beta$ und das spezifische Gewicht der Luft von 1 Atmosph. und 0° Cels. (oder $T_0 = 273$),

$$\gamma_0 = 1,293187 = \frac{\gamma}{773,28},$$

ferner

$$\alpha = \frac{1}{273},$$

so ist auch die Constante R für Luft:

$$R = \frac{p_0 v_0}{T_0} = \frac{p_0}{\gamma_0 T_0} = \frac{\beta \gamma}{\gamma_0 \cdot \frac{1}{\alpha}} = \alpha \beta \cdot \frac{\gamma}{\gamma_0} = 773,28 \alpha \beta,$$

und es wird:

$$M_0 = \frac{\mu F \left(\frac{1}{\alpha} + t_0 \right) \sqrt{773,28 \alpha \beta}}{b \sqrt{\frac{1}{\alpha} + t_1}} \sqrt{b + h_2} \cdot \lambda \cdot \sqrt{2g(h_1 - h_2)},$$

$$M_0 = \sqrt{773,28} \cdot \lambda \cdot \mu F \frac{\sqrt{(b + h_2) \beta}}{b} \frac{1 + \alpha t_0}{\sqrt{1 + \alpha t_1}} \sqrt{2g(h_1 - h_2)} \quad (80)$$

$$\lambda = 1 - 0,0314 \left(\frac{h_1 - h_2}{b + h_2} \right)$$

Diess ist die von mir a. a. O. gegebene algebraische Formel*) für das ausströmende Luftvolumen gemessen unter Temperatur und Spannung des Saugraumes, so wie man es zur Berechnung des Gebläses benöthigt.

Zeuner begnügt sich mit Aufstellung der strengen Formel für das Gewicht der ausströmenden Luftmenge (Seite 170) und gibt für kurze cylindrische Ansatzröhren von 10 bis 24 Millimeter Weite und für 50 bis 850 Millimeter Quecksilber Ueberdruck nach den von Grashof corrigirten Weisbach'schen Versuchsergebnissen den Ausflusscoefficienten

$$\mu = 0,737 \text{ bis } 0,839$$

an.

Der nächste Paragraph behandelt einen anderen wichtigen nicht umkehrbaren Process, nämlich das Ueberströmen der Gase aus einem Gefäss in ein anderes, wenn das Volumen beider Gefässe constant erhalten wird, zuerst von Bauschinger bearbeitet:

Wir glauben, dass sich dieses Problem in einfacherer und wohl auch klarer Weise folgendermassen behandeln liesse:

Es sei V_1 das Volumen des Ausflussgefässes, G_1 das Gewicht der anfänglich darin befindlichen Gasmenge, $p_1 v_1 T_1$ deren Anfangszustand, V_2 das Volumen der Vorlage, G_2 das Gewicht des anfänglich darin befindlichen Gases von gleicher Natur, $p_2 v_2 T_2$ dessen Anfangszustand. Nach einer gewissen Zeit sei das Gasgewicht G in die Vorlage übergeströmt, und nach Abschluss des Hahnes und Herstellung der Ruhe ohne Wärmezuführung von Aussen habe das Gewicht $G_x = G_1 - G$ im Ausflussgefäss den Zustand $p_x v_x T_x$ und jenes in der Vorlage $G_y = G_2 + G$ den Zustand $p_y v_y T_y$, welche Grössen als Functionen der Variablen G zu bestimmen sind. Die innere Arbeit pro Gewichtseinheit betrage Anfangs beziehungsweise U_1, U_2 , hernach U_x, U_y .

Da summarisch keine äussere Arbeit verrichtet wird, so ist die gesammte innere Arbeit

$$G_x U_x + G_y U_y = \text{Constans} \dots (81)$$

also

$$d(G_y U_y) = -d(G_x U_x)$$

oder

$$G_y dU_y \times U_y dG_y = -G_x dU_x - U_x dG_x,$$

also wegen

$$dG_x = -dG, \quad dG_y = dG,$$

$$G_y dU_y = -G_x dU_x + (U_x - U_y) dG \dots (82)$$

In dieser Differentialgleichung ist $G_x dU_x$ die Vermehrung, folglich $-G_x dU_x$ die Verminderung der inneren Arbeit im Ausflussgefäss, $(U_x - U_y) dG$ die von dem überströmenden Gewichte dG übergeführte innere Arbeit, und $G_y dU_y$ die Vermehrung derselben in der Vorlage, bestehend aus der abgegebenen inneren Arbeit $-G_x dU_x$ und aus der von dG überführten inneren Arbeit. Die erstere Arbeitsmenge $-G_x dU_x$ ist im Ausflussgefäss verschwunden durch Umwandlung in äussere Verschiebungsarbeit, indem nämlich das Gewicht dG vom Volumen $v_x dG$ unter constantem Druck p_x aus dem Ausflussgefäss verdrängt wurde, folglich ist diese äussere Arbeit

$$dL = p_x v_x dG^*),$$

mithin

$$-G_x dU_x = p_x v_x dG \dots (83)$$

Die beiden Gleichungen (81) u. (83) lösen das Problem vollständig. Es ist nämlich wegen (27)

$$AdU = c_v dT$$

also nach Multiplication der (83) mit A und Beachtung von (24)

$$-(G_1 - G) c_v dT_x = A p_x v_x dG = A R T_x dG = (c_p - c_v) T_x dG = c_v (\kappa - 1) T_x dG,$$

also

$$\frac{dT_x}{T_x} = -\frac{(\kappa - 1) dG}{G_1 - G},$$

woraus

$$\log. \text{ nat. } CT_x = (\kappa - 1) \log. \text{ nat. } (G_1 - G).$$

Für $G = 0$ ist $\log. \text{ nat. } CT_1 = (\kappa - 1) \log. \text{ nat. } G_1$, also:

$$\log. \text{ nat. } \frac{T_x}{T_1} = (\kappa - 1) \log. \text{ nat. } \frac{G_1 - G}{G_1},$$

$$\frac{T_x}{T_1} = \left(1 - \frac{G}{G_1} \right)^{\kappa - 1} \dots (84)$$

Aus

$$G_x v_x = G_1 v_1 = V_1$$

folgt

$$v_x = \frac{G_1 v_1}{G_1 - G} = \frac{V_1}{G_1 - G} \dots (85)$$

somit aus

$$\frac{p_x v_x}{T_x} = \frac{p_1 v_1}{T_1}$$

$$\frac{p_x}{p_1} = \frac{T_x}{T_1} \left(\frac{G_1 - G}{G_1} \right) = \left(1 - \frac{G}{G_1} \right)^{\kappa} \dots (86)$$

Ferner ist aus (81) wegen

$$AU_x = c_v (T_x + C)$$

$$AU_y = c_v (T_y + C)$$

$$G_x (T_x + C) + G_y (T_y + C) = \text{Const.},$$

oder, da

$$C (G_x + G_y) = C (G_1 + G_2)$$

ist, auch

$$G_x T_x + G_y T_y = \text{Const.} = G_1 T_1 + G_2 T_2 \dots (87)$$

Nun ist aber

$$pv = RT, \quad p \cdot Gv = R \cdot GT,$$

oder

$$GT = \frac{pV}{R},$$

somit auch:

$$p_x V_x + p_y V_y = p_1 V_1 + p_2 V_2,$$

und da

$$V_x = V_1, \quad V_y = V_2 \text{ ist:}$$

$$p_x V_1 + p_y V_2 = p_1 V_1 + p_2 V_2 \dots (88)$$

Da p_x aus (86) bekannt ist, so folgt aus (88) p_y , sodann wegen

*) Wegen $G_x v_x = V_1$ ist $G_x dv_x + v_x dG_x = 0$ oder $G_x dv_x = -v_x dG_x = v_x dG$, somit auch $dL = p_x G_x dv_x$, wie Zeuner Seite 176 schreibt.

*) Siehe auch: „Des Ingenieurs Taschenbuch“. Herausgegeben von dem Vereine „Hütte“. Berlin 1865. Seite 590.

$$p_y V_y = p_y V_2 = R G_y T_y = \frac{p_1 v_1}{T_1} G_y T_y,$$

$$T_y = \frac{p_y V_2}{p_1 v_1} \left(\frac{T_1}{G + G_2} \right) \dots \dots \dots (89)$$

und analog (85)

$$v_y = \frac{G_2 v_2}{G_2 + G} = \frac{V_2}{G_2 + G} \dots \dots \dots (90)$$

Der Ausfluss hört auf, wenn

$$p_y = p_x = p_0$$

geworden ist, d. i. nach (88) für:

$$p_0 = \frac{p_1 V_1 + p_2 V_2}{V_1 + V_2} \dots \dots \dots (91)$$

Diese wichtige Gleichung ist aus Zeuners Formeln leicht ableitbar, aber nicht direct angegeben. Sie sagt, dass der Enddruck p_0 einfach nach der Mischungsformel berechnet wird.

Die zugehörige Ausflussmenge G_0 folgt aus Gleich. (86)

$$G_0 = G_1 \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \right]$$

$$G_0 = G_1 \left[1 - \left(\frac{p_1 V_1 + p_2 V_2}{p_1 (V_1 + V_2)} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \right] \dots \dots (92)$$

(Seite 181) und hiemit bestimmt sich die Endtemperatur T_x nach (84) und T_y nach (89) unter Einsetzung von $G = G_0$ und $p_y = p_0$. Diese Temperaturen T_x , T_y erfüllen die allgemeine Bedingung (87) oder

$$(G_1 - G_0) T_x + (G_0 + G_2) T_y = G_1 T_1 + G_2 T_2. \quad (93)$$

Als specieller Fall kann auch die Endtemperatur in beiden Gefässen gleich sein,

$$T_x = T_y = T_0,$$

dann ist:

$$(G_1 + G_2) T_0 = G_1 T_1 + G_2 T_2$$

entsprechend der Mischungsformel. Im Allgemeinen aber sind T_x und T_y verschieden. Ist z. B. $T_1 = T_2$, aber $p_1 > p_2$, so muss nothwendigerweise $T_y > T_x$ sein, weil sich die äussere Bewegungsarbeit in innere Bewegungsarbeit umsetzt.

Setzt man in (92) $V_2 = \infty$, so ergibt sich die in die freie Atmosphäre ausströmende Luftmenge:

$$G_0 = G_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \right] \dots \dots \dots (94)$$

z. B. für $p_1 = 1$, $p_2 = 5$ Atmosph. und $\alpha = 1,41$,

$$G_0 = 0,68065 G_1.$$

War die Anfangstemperatur $t_1 = 30^\circ$, ($T_1 = 303$), so berechnet sich $t_x = T_x - 273 = -83^\circ,25$. Es findet also im Ausflussgefäss sehr starke Abkühlung statt.

Interessant ist die Anwendung dieser Gesetze zur Bestimmung von α durch einen Versuch (S. 187 *), der schon von Gay - Lussac und Welter und neuerer Zeit von Weisbach angestellt wurde, und $\alpha = 1,40$ ergab.

Die Fehlerquellen hiebei sind derart, dass α etwas zu klein ausfällt. Dasselbe ist der Fall bei einer andern Methode (Seite 193), die bereits von Clément und Désormes in Anwendung gebracht wurde, und $\alpha = 1,354$ ergab, während sich aus der Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Schalles nach Dulong $\alpha = 1,421$, nach Masson 1,415 und nach Regnault ebenfalls 1,415 ergab **). (Aus der specifischen Wärme der Luft ergab sich in (51) $\alpha = 1,4124$.)

Lässt man die freie Atmosphäre von der absoluten Temperatur T_1 ohne Wärmemittheilung eine Zeit lang in einen luftleeren Raum einströmen, so ist in vorstehenden Formeln

$p_1 = 0$ und $G_1 = 0$, ferner $\frac{G}{G_1}$ unendlich klein zu setzen,

also nach (86)

$$\frac{p_x}{p_1} = 1 - \alpha \cdot \frac{G}{G_1}$$

und nach (88)

$$p_x V_1 + p_y V_2 = p_1 V_1,$$

also

$$p_y V_2 = V_1 (p_1 - p_x) = V_1 \cdot \alpha \cdot \frac{G}{G_1} \cdot p_1 = \alpha G p_1 \cdot v_1,$$

$$p_y = \frac{\alpha G p_1 v_1}{V_2},$$

sowie nach (89)

$$T_y = \frac{p_y V_2}{p_1 v_1} \cdot \frac{T_1}{G} = \alpha G \cdot \frac{T_1}{G},$$

d. i.

$$T_y = \alpha T_1 \quad (\text{Seite 194}) \dots \dots \dots (95)$$

Die in das Vacuum eingedrungene und nach Abschluss des Hahnes zur Ruhe gekommene Luft besitzt also bei jedem Werth von G die absolute Temperatur $\alpha T_1 = 1,41 T_1$, ein zuerst von Bauschinger gefundenes Resultat, das sich leicht begreift; denn tritt 1 Kil. Luft vom Anfangszustande $p_1 v_1 T_1$ in ein Vacuum, so gibt es eine Verschiebungsarbeit $p_1 v_1 = R T_1$, also ein äusseres Verschiebungswerk ART_1 , ab, welches sich in ein inneres Bewegungswerk verwandelt, und hinreicht, um 1 Kil. Luft ohne äussere Arbeitsverrichtung von T_1 auf T_y zu bringen, also ist:

$$c_v (T_y - T_1) = ART_1 = (c_p - c_v) T_1 = c_v (\alpha - 1) T_1,$$

folglich

$$T_y = \alpha T_1.$$

Hiemit hängt zusammen, dass nach (74) die Ausflusgeschwindigkeit ins Vacuum

$$w = \sqrt{2g \left(\frac{\alpha}{\alpha - 1} \right) p_1 v_1} \dots \dots \dots (96)$$

also

$$\frac{w^2}{2g} = \left(\frac{\alpha}{\alpha - 1} \right) R T_1 = \frac{c_p}{c_p - c_v} \cdot \frac{c_p - c_v}{A} \cdot T_1 = \frac{c_p T_1}{A},$$

somit das ganze in 1 Kil. ausströmenden Gases enthaltene Werk

$$A \frac{w^2}{2g} + AU_2 = c_p T_1 + c_v T_2 + C$$

ist, somit auch

$$AU_y = c_v T_y + C = c_p T_1 + c_v T_1 + C$$

und

$$c_v T_y = c_p T_1 + c_v T_2.$$

Wegen $p_2 = 0$ ist aber nach (63) $T_2 = 0$, also

$$c_v T_y = c_p T_1 = \alpha c_v T_1 \quad \text{und} \quad T_y = \alpha T_1.$$

Die folgenden Paragraphen von Seite 195–242 sind der Theorie der calorischen Maschine gewidmet.

Die Theorie der offenen Ericsson'schen Maschine behandelt der Herr Verfasser so vollständig und zugleich so einfach, dass wir nichts hiezu zu bemerken haben und auf das Werk selbst verweisen.

Die Theorie der geschlossenen calorischen Maschine wird zwar ebenfalls in einer sehr lehrreichen Form, aber doch unter der beschränkenden Bedingung vorgetragen, dass während der Expansion mit Wärmezuführung, sowie während der Compression mit Wärmeentziehung das Gesetz:

$$p^m v^n = \text{Constans}$$

befolgt werde. Dies ist bei der einzigen calorischen Maschine, die bisher einige Aussicht auf beschränkte Brauchbarkeit gegeben hat, nämlich bei der Lauberau'schen Maschine, doch nicht wohl anzunehmen, und es empfiehlt sich für diese Maschine die allerdings etwas weitläufige, aber sehr leicht verständliche von mir gegebene Theorie *), welche als Diagramm eine eiförmige Curve ergibt, deren Eigenschaften durch die von Herrn Tresca in Paris gemachten Versuche aufs Beste bestätigt wurden **).

*) Erste Zeile lies als Exponent $\frac{\alpha - 1}{\alpha}$ statt $\frac{\alpha}{\alpha - 1}$.

**) Fortschritte der Physik, 16. Jahrgang, Seite 316.

*) Civilingenieur, Bd. 8, S. 285.

**) Zeitschrift des Ost. Ingenieur- u. Architekten-Vereins. XVI. Jahrg. 1864. S. 235.

Es schliesst dieser Abschnitt mit einem theoretisch wichtigen Paragraph über die disponible Arbeit und den Wirkungsgrad der calorischen Maschinen. So gerne wir die darin entwickelten neuen Grundsätze anerkennen, so finden wir doch die Ausfälle auf Redtenbacher nicht gerechtfertigt, und dessen hierauf bezüglichen Aussprüche nicht entkräftet.

Für den Practiker hat einzig und allein der unmittelbare Vergleich der mechanischen Arbeit mit der aufgewandten Brennstoffmenge, also der Wirkungsgrad im Redtenbacher'schen Sinne, einen Werth; der Zeuner'sche wissenschaftliche Begriff der disponiblen Arbeit und des Wirkungsgrades ist eine sehr schätzbare Bereicherung des Verständnisses der calorischen Maschinen, wird aber schwerlich jene Basis abgeben, auf welche der Practiker seine Rechnungen stützt.

Hiemit schliesst Seite 242 die erste Hälfte des verdienstvollen Werkes.

(Schluss folgt.)

Notizen.

Der Director des k. k. österr. Museums für Kunst und Industrie, Herr Dr. R. Ritter v. Eitelberger, hat dem Verein sämtliche Publicationen des Museums als Geschenk übersendet und zugleich nachstehende, insbesondere für die Herren Architekten interessante Einladung beigelegt:

„Mehrere Herren Architekten haben den Wunsch geäußert, Gypsabgüsse von verschiedenen im Museum ausgestellten architektonischen Objecten, Capitälern, Caryatiden u. s. f. erwerben zu können.

Ich habe, geleitet von dem Verlangen, jedem derartigen Wunsche nach Möglichkeit entgegen zu kommen, den Gypsformaten des Museums beauftragt, Preisüberschläge in Betreff der verlangten Objecte zu verfassen. Darnach würden die Preise der Abgüsse, falls zehn Abnehmer für jedes Object sich melden, sich in nachfolgender Weise stellen:

- | | | |
|---------------------------------------|---------|----------------|
| a) grosses Capital vom Erchtheion | Preis | 15 fl. ö. W. |
| b) 2 kleinere Capitale vom Erchtheion | Preis à | 10 fl. ö. W. |
| c) 2 Caryatiden | „ „ „ | à 27 fl. ö. W. |

Die Anfertigung dieser Gypsabgüsse würde ich veranlassen, sobald eine der Zahl 10 sich nähernde Zahl von Abnehmern sichergestellt sein wird.

Indem ich mir die Freiheit nehme Euer Hochwohlgeboren um eine gefällige Verständigung von jenen Bestellungen zu ersuchen, welche in Folge dieser Bekanntmachung vielleicht bei dem löblichen Vorstande des Ingenieur- und Architekten-Vereins angemeldet werden, benütze ich diesen Anlass gleichzeitig zum erneuerten Ausdrucke meiner vorzüglichsten Hochachtung.

Wien, den 27. October 1866.

R. v. Eitelberger, m. p.
Director.

Die geehrten Herren, welche von dieser Einladung durch Vermittlung des Oesterr. Ingenieur- und Architekten-Vereins Gebrauch machen wollen, werden ersucht, ihre diesbezüglichen Wünsche dem Secretariat des Vereins gefällig bekannt zu geben.

* * *

Die „Wiener Bauhütte,“ welche mit October den V. Jahrgang ihrer Publicationen beginnt, hat mehrere Exemplare ihrer Vereinsstatuten nebst Anhang aus der Geschäftsordnung dem österr. Ingenieur- und Architekten-Verein, in dessen Locale dieselben zur Einsicht aufliegen, übersendet und verbindet damit die Einladung zum Beitritte in die „Wiener Bauhütte.“

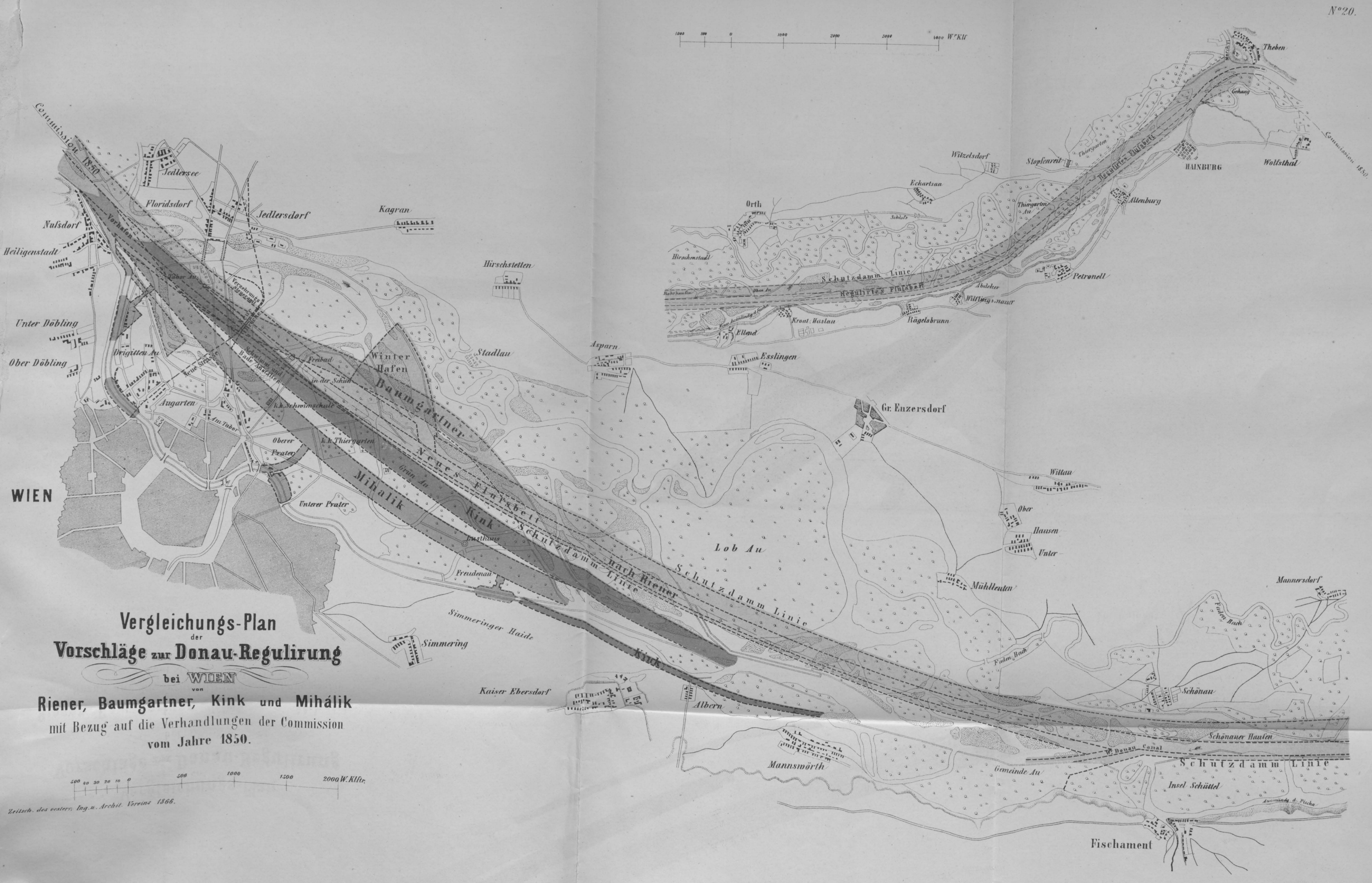
Personalnachrichten.

Se. Majestät der Kaiser hat den Vereinsmitgliedern Herren: Emanuel Ziffer, Oberingenieur, das Ritterkreuz des Franz-Josefs-Ordens allergnädigst verliehen und den Herrn Josef Romako, Schiffbau-Oberingenieur, zum Schiffbau-Inspector allergnädigst ernannt.

Berichtigung.

Auf Seite 237 ist unmittelbar vor den „Numerischen Beispielen“ folgende Anmerkung einzuschalten:

Statt des allgemeinen Coefficienten M der Tab. II kann jedesmal der betreffende specialisirte Coefficient M_0 oder M_s oder M_c der Alternativ-Tab. IIa) in Rechnung gebracht werden.



Vergleichungs-Plan
der
Vorschläge zur Donau-Regulirung

bei WIEN
von

Riener, Baumgartner, Kink und Mihálik
mit Bezug auf die Verhandlungen der Commission
vom Jahre 1850.

500 40 30 20 10 0 500 1000 1500 2000 W. Kilfr.

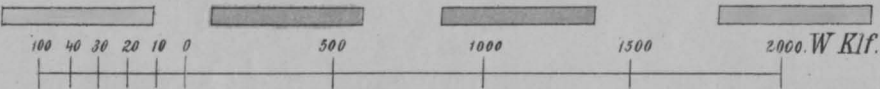


WIEN

Vergleichungs-Plan
der
Vorschläge zur Donau-Regulirung

bei WIEN
von

Pasetti, Schwarz, de Rigel und Forgach

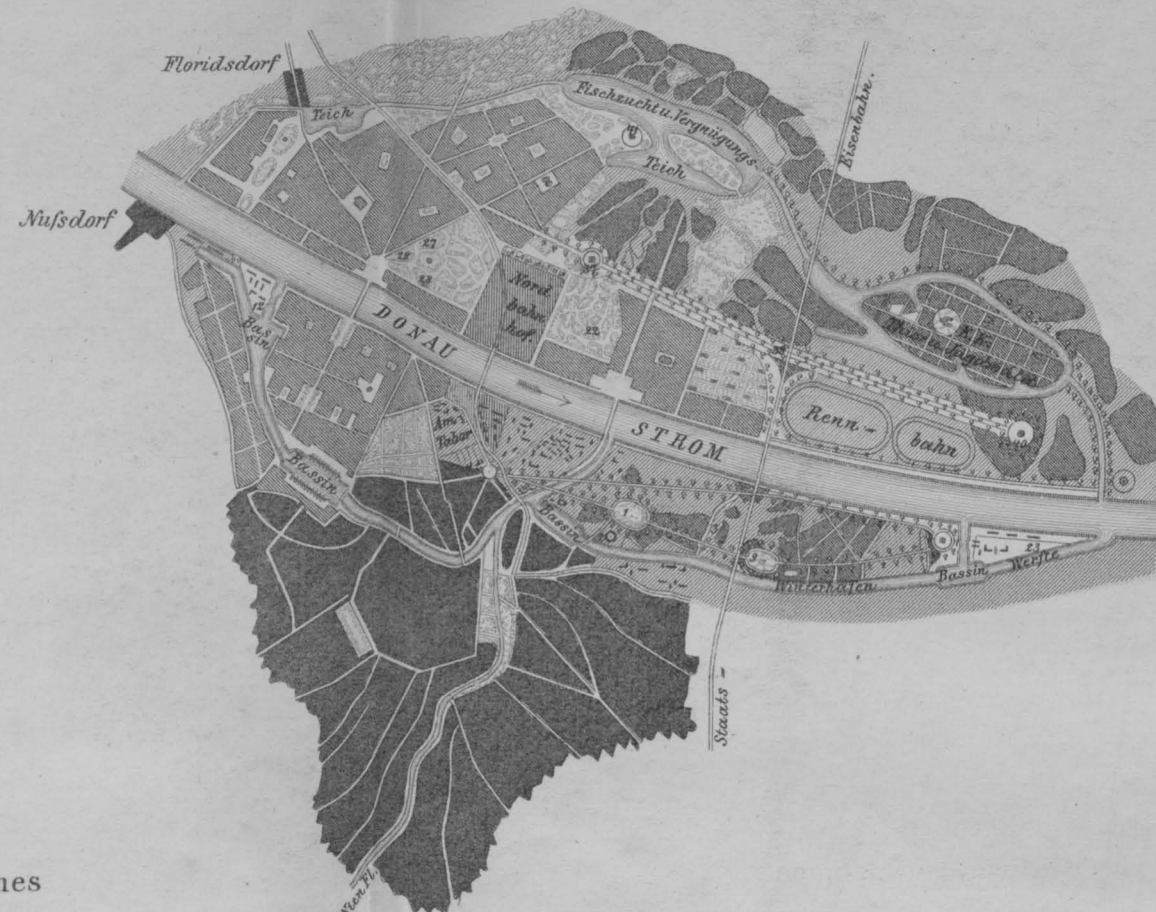


Zeichenerklärung.

- Bestehende Stadttheile
- Neu anzulegenden Stadttheile
- Zu expropriärendes Terrain
- Alte Abpflasterungen am Donauufer.
- Auszuführende ditto. ditto.
- Schiffahrts- u. Winterhafen.
- Kammerschleusen.
- Bassins
- Nasse Docks mit Entrepots.
- Speiseschleuse.
- Entladungs- u. Kammerschleuse, sammt Schwimm- u. Badeanstalten.
- Speise-Entladungs- u. Kammerschleuse
- Entladungsschleuse d. Winterhafens.
- Neue Ausleitung des Wienflusses
- Praterbrücke über die Wien sammt Abschlussvorrichtung gegen das höchste Wasser der Donau
- Plätze für Werften
- Trocken Docks für die größten Donau-Dampfschiffe practicabl
- Transito Magazine
- Neue Brücke für den Eisenbahn- u. gewöhnlichen Wagenverkehr.
- Kettensteg oder Drahtseil-Brücke.

- ip Südbahn-Brücke
- lxw provisorische Umlegung d. Nordbahn.
- xyz definitive
- ih Verlängerung der eleganten Praterallee bis zum Rondeau H. wovon die ganze Allee 3000' lang wird.
- 1. Neuer Feuerwerksplatz.
- 2. Arena
- 3-8. Gasthauslocalitäten
- 9. Tanzlocale
- 10. Schweizerhaus.
- 11. Hafen-Gasthof.
- 12, 13, 19, 20. Material-Depots.
- 14, 15, 16, 21, 22, 23. Maschin- u. Schmiedwerkstätten.
- 17, 24. Eisengießerei
- 18, 25. Kesselschmiede
- 26. Bade- u. Schwimmanstalten im neuen Donau-Strom.
- 27. Neuer Stadtpark.
- 28. Badehaus
- 29. Sommertheater
- 30-34. Gasthaus-Localitäten
- 35. Gärtnerswohnung
- 36-40. Neue Prater-Alleen und
- 36-41. Rondeaux.
- 42-43. Pferdeschwemmen.

WIEN nach gänzlicher Ausbildung des regulirten Stromes nebst Stadt-Erweiterung.

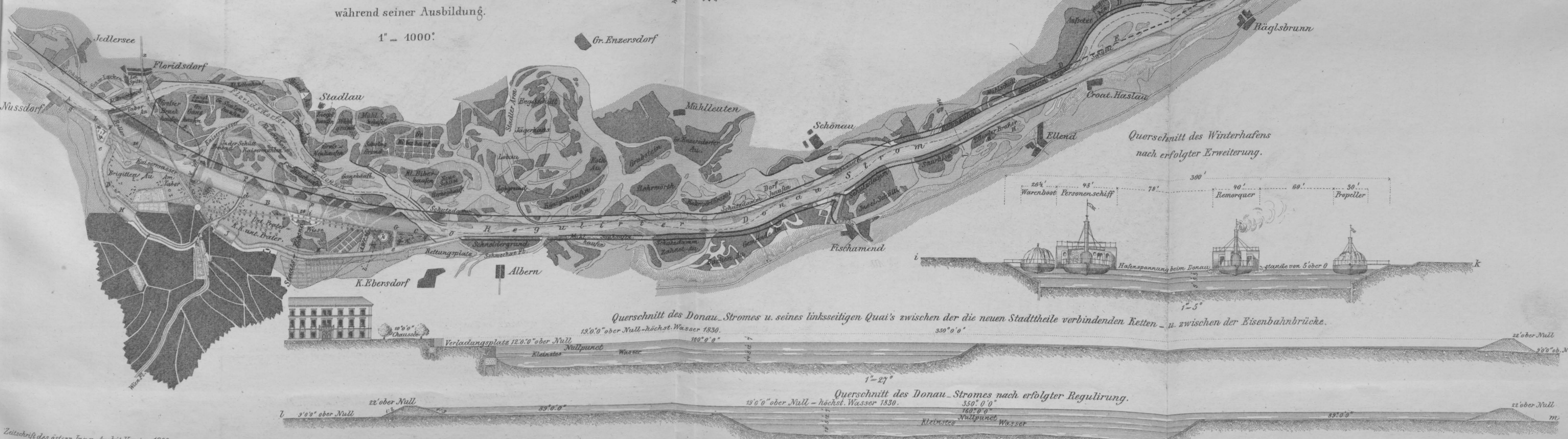


SKIZZEN AUS DEN PROJEKTS-PLÄNEN I, II, V u. XIII zur REGULIRUNG DER DONAU bei Wien

und zwar von Nussdorf bis Theben
von
J. v. Mihálik
1865.

Übersichts-Plan des zu regulirenden Stromes während seiner Ausbildung.

1" = 4000'



FEUER- und EINBRUCHSICHERER KASSARAUM im Keller eines Gebäudes.

